

UNIVERSITÉ DE LYON — FACULTÉ DES SCIENCES

THÈSES

PRÉSENTÉES A LA FACULTÉ DES SCIENCES DE LYON

pour obtenir

LE TITRE DE DOCTEUR - INGÉNIEUR

par

James MILLOT

Ingénieur INSA

PREMIÈRE THÈSE

**Contribution à l'amélioration des performances
d'un compresseur frigorifique**

Etude expérimentale des soupapes

DEUXIÈME THÈSE

Propositions données par la Faculté

Soutenues le 9 Juillet 1964 devant la Commission d'Examen :

MM. G. MALECOT.....	Président
C. EYRAUD	} Examineurs
J. GRUAT.....	

UNIVERSITÉ DE LYON — FACULTÉ DES SCIENCES

THÈSES

PRÉSENTÉES A LA FACULTÉ DES SCIENCES DE LYON

pour obtenir

LE TITRE DE DOCTEUR - INGÉNIEUR

par

James MILLOT

Ingénieur INSA

PREMIÈRE THÈSE

**Contribution à l'amélioration des performances
d'un compresseur frigorifique**

Etude expérimentale des soupapes

DEUXIÈME THÈSE

Propositions données par la Faculté

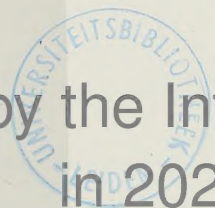
Soutenues le 9 Juillet 1964 devant la Commission d'Examen :

MM. G. MALECOT..... Président

C. EYRAUD
J. GRUAT..... } Examineurs



Digitized by the Internet Archive
in 2026



https://archive.org/details/IA41553420_0006

UNIVERSITE DE LYON - FACULTE DES SCIENCES

Doyens honoraires :

MM. LONGCHAMBON, DOUIN, MOUSSA, GAUTHIER Henri

Professeurs honoraires :

MM. LOCQUIN, de LARAMBERGUE, SOLLAUD, MENTZER, MOUSSA, JAFFARD.
DOUIN, Henri EYRAUD, DEJARDIN, VIRET

Doyen :

M. BRACONNIER

Assesseurs :

MM. MESNARD
BOIDIN

Professeurs :

MM. LONGCHAMBON	Minéralogie
PRETTE	Chimie industrielle
COURTY	Chimie-Physique
KUHNER	Botanique
MALECOT	Mécanique rationnelle et appliquée
PARIS	Chimie Minérale
AUMERAS	Chimie
COLONGE	Chimie organique
JANIN	Physique générale
FLANDRIN	Géologie appliquée
BERNARD	Physique Industrielle
DUFAY Jean	Astronomie
NIGON	Zoologie expérimentale
GAUTHIER Henri	Géologie générale
WAUTIER	Zoologie
CHOPIN	Chimie Biologique
CUEILLERON	Chimie
BRACONNIER	Calcul différentiel et intégral
EYRAUD Charles	Chimie-Physique appliquée

SARAZIN	Physique nucléaire
BOIDIN	Microbiologie et Mycologie
PERES	Physiologie
MESNARD	Electronique
GRANDMONTAGNE	Physique
BOUTILLIER	Minéralogie
LAFOUCRIERE	Physique nucléaire
DREUX	Physique organique
TEICHNER	Chimie industrielle
PAVANS DE CECCATTY	Zoologie
MERLIN	Chimie analytique
DUFAY Maurice	Physique de l'Atmosphère
FRAISSE	Mathématiques
LUBET	Physiologie
PHILBERT	Physique nucléaire
COHEN-ADAD	Chimie
DAVID Louis	Géologie générale
CHANEL	Psychophysiologie
MAURY	Méthodes Mathématiques de la Physique
DEPRAZ	Physique nucléaire
GAUTHIER Jean	Chimie

Professeurs sans chaire :

MM. GAUME	Physique
FERON	Mathématiques
LAFORGUE	Physique
LEGAY	Zoologie expérimentale S.P.C.N.
UZAN	Physique S.P.C.N.
CHENEVOY	Géologie appliquée
GINET	Zoologie
ASCH	Physique
MICHEL Pierre	Minéralogie
DUCET	Biologie végétale

Mlle MAITROT	Physique
MM. GEVIN	Géologie générale
PONASSE	Mathématiques
d'INCAN	Physique
LEFEBVRE	Mathématiques
PERNET	Mathématiques
CHERY	Physique
BERGEON	Physique C.S.U.
Mlle GAUTHERON	Chimie biologique

Maîtres de Conférences :

Mme ERICSON	Physique générale
MM. MARTEL	Mécanique
MATHIEU	Mécanique des Fluides
ERBEIA	Physique
DESCOTES	Chimie organique
PICARD Philippe	Mathématiques
LEMOIGNE	Botanique
DEMARCO	Géologie générale
MICHEL Georges	Biochimie
LEBRETON	Biologie végétale
DAVID Jean	Biologie animale
TOUSSET	Chimie propédeutique
FEUVRAIS	Physique Electricité
PICARD Claude	Mathématiques
SCMITT	Physique M.P.C.

Maître de Conférence adjoint :

M. PIERRON	Chimie
------------	--------

Conseiller administratif :

M. BURNET

Secrétaire Principal Honoraire :

M. ROUX

A MES PARENTS EN TEMOIGNAGE

D'AFFECTION,

A MA FEMME ET A MON FILS
EN TEMOIGNAGE D'AMOUR,

CONTRIBUTION A L'AMELIORATION DES PERFORMANCES D'UN COMPRESSEUR
FRIGORIFIQUE
ETUDE EXPERIMENTALE DES SOUPAPES

- AVANT PROPOS -

Ce travail a été effectué dans le cadre du Département de Mécanique de l'Institut National des Sciences Appliquées, dirigé par Monsieur le Professeur Ch. EYRAUD, Directeur de ce Département. Qu'il trouve ici l'expression de notre reconnaissance pour ses conseils et les facilités matérielles qu'il nous a procurées.

Cette étude a pu être menée à bien grâce à l'aide matérielle et technique des Etablissements BRANCHER, que nous sommes heureux de remercier en la personne de Monsieur LE GOFF, Directeur Technique, pour l'intérêt qu'il a bien voulu porter à notre travail.

Nous tenons à exprimer tout particulièrement notre sincère gratitude à Monsieur J. GRUAT, Maître de Conférence et à Monsieur DANTEN, Professeur E.N.I.A.M. pour leur aide inlassable et l'intérêt avec lequel ils nous ont constamment guidé.

Monsieur le Professeur MALECOT, Directeur de l'Institut de Mathématiques a bien voulu nous faire l'honneur de présider notre jury. Qu'il nous permette de lui exprimer notre profonde reconnaissance.

Enfin, il nous est agréable de remercier tous ceux qui nous ont aidé dans ce travail et plus spécialement, Monsieur RIEUTORD, Chef des travaux et Monsieur MARTI, Technicien.

I N T R O D U C T I O N

Durant ces dernières années, un développement considérable de l'industrie du froid a conduit les constructeurs de matériel frigorifique à améliorer les performances des compresseurs, notamment dans le domaine des grandes vitesses de rotation.

Les problèmes posés par la mise au point de tels compresseurs sont divers et nombreux. Ils concernent aussi bien les conditions mêmes du fonctionnement du compresseur que les problèmes de résistance mécanique, que les conditions d'exploitation industrielle.

Les travaux décrits dans le présent travail sont le résultat de nombreuses expériences et de mesures effectuées sur plusieurs compresseurs industriels d'une puissance comprise entre 10 et 70 chevaux dans des conditions de fonctionnement aussi voisines que possible des conditions normales d'exploitation .

Nous avons été amené à mettre au point un dispositif permettant le relevé précis des diagrammes indicateurs qui comporte :

- un système adaptateur permettant d'effectuer quasi simultanément l'enregistrement en fonction du temps de la pression dans le cylindre et l'étalonnage en marche du système. Ce dispositif a fait l'objet d'une étude détaillée précisant son fonctionnement et ses limites d'utilisation.

- un procédé de repérage de la position du piston.

- un système de mesure du mouvement des clapets.

L'interprétation des résultats obtenus, a permis, non seulement de proposer une explication théorique à certains phénomènes, mais surtout de définir l'influence relative des divers paramètres et de préciser les valeurs à donner à ces paramètres pour obtenir les performances maximales.

Lors de la réalisation d'un prototype suivant les données ainsi définies, nous avons été conduits à apporter une solution à des problèmes purement techniques tels que :

- la diminution du bruit causé par les clapets

- la variation automatique de production

- l'équilibrage dynamique

- l'égalisation des pressions entre le carter et la chambre d'aspiration

Le compresseur réalisé sur ces bases donne entièrement satisfaction, tant en ce qui concerne les performances que le silence.

DISPOSITIF EXPERIMENTAL, APPAREILS DE MESURE.

I - Présentation du compresseur.

2 - Mesure des pressions.

2.1 - Relevé des diagrammes indicateurs.

2.2 - Etude des performances du système adaptateur.

A - Etude expérimentale de la réponse à une action échelon de pression.

B - Etude théorique de la réponse à une action échelon de pression.

C - Détermination de la réponse du système à une entrée quelconque.

D - Interprétation des résultats.

3 - Mesure des déplacements des clapets.

4 - Etude du mouvement du piston.

5.1 - Description et fonctionnement de l'installation.

5.2 - Détermination de la production frigorifique.

5.3 - Détermination du rendement volumétrique.

6 - Enregistrement.

II - I - PRESENTATION DU COMPRESSEUR.

Le compresseur étudié est du type polycylindrique en étoile à flux alternatif, dont les caractéristiques principales sont les suivantes :

- 3 cylindres de diamètre 80 mm

- Course des pistons 70 mm
- Volume balayé à 1.450 t. mn.⁻¹ 93 m³h⁻¹
- Graissage forcé par pompe, la partie inférieure du carter servant de réservoir d'huile.
- Production frigorifique 33000 Frigories par heure, au fréon 12 et pour des températures respectives d'évaporation et de condensation de :
 - -10° C et +30° C
 - Puissance absorbée sur l'arbre du compresseur : 12,2 ch pour le régime de fonctionnement cité ci-dessus.

L'installation a été réalisée en usine et nous avons eu constamment à notre disposition le matériel et le personnel nécessaires pour apporter toutes modifications à ce compresseur.

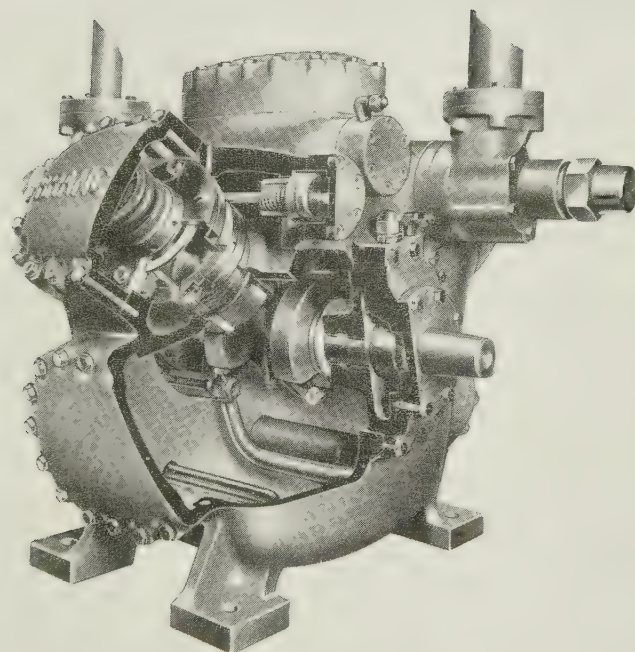


Fig. 1 - Compresseur type 3 CF 80

II- 2 MESURE DES PRESSIONS.

L'appareillage expérimental pour les relevés de diagrammes utilise des capteurs à quartz piezoélectrique dont les avantages principaux sont les suivants :

- Il existe une relation linéaire entre le signal de sortie (quantité d'électricité) et le signal d'entrée (pression à mesurer).
- La bande passante est pratiquement comprise entre 0 et plusieurs dizaines de kilo Hertz, ce qui permet, non seulement d'obtenir une excellente réponse en fréquence, mais également l'étalonnage statique du capteur.
- Leur encombrement extrêmement réduit autorise leur adaptation dans des espaces difficilement accessibles.
- L'amplification et l'enregistrement du signal de sortie ne présentent aucune difficulté.

Toutefois ces capteurs présentent l'inconvénient d'être sensibles à la température. Avec une très bonne approximation, la loi qui définit la quantité de charges développées en fonction de la pression peut être mise sous la forme :

$$Q = Ap + B$$

L'expérience montre que le coefficient A est pratiquement indépendant de la température alors que le coefficient B varie dans de larges proportions avec celle-ci. Ceci revient à dire que si la pente de la droite $Q(p)$ est constante, cette droite se déplace parallèlement à elle-même quand la température varie. Il peut en résulter un décalage du zéro entre l'instant de l'étalonnage et l'instant de la mesure, si ces deux opérations ne sont pas effectuées rigoureusement à la même température. Dans ces conditions, il est impossible de déterminer la valeur absolue des pressions enregistrées.

Certains constructeurs et chercheurs (1) (2) (3) ont pallié cet inconvénient en réalisant un système de refroidissement autour du capteur. Mais ce système, outre qu'il ne peut assurer une précision extrêmement grande présente l'inconvénient d'augmenter les dimensions de l'appareil et de compliquer son montage.

Nous avons cherché à mettre au point un dispositif permettant l'étalonnage dans les conditions mêmes de la mesure. Ce dispositif constitué par un adaptateur multivoies n'introduit qu'une modification négligeable sur les caractéristiques géométriques du compresseur, mais a pour conséquence de limiter la bande passante. Il convenait de s'assurer que cette limitation n'enlevait rien à la précision des mesures effectuées, c'est pourquoi nous avons procédé à la fois expérimentalement et théoriquement à la détermination de la réponse en fréquence du système.

II - 2 - I. Relevé des diagrammes indicateurs - Description de l'adaptateur

A/ La chaîne de mesure qui permet le relevé du diagramme est constituée du matériel suivant :

- un système d'enregistrement composé d'un oscillographe cathodique bicourbe équipé d'un enregistreur d'oscillogrammes.
- un amplificateur type T A I / B de la Société Vibro Mèter France S.A.
- un capteur de pression à quartz piezoélectrique Vibro Mèter type 6.01, monté à l'intérieur d'un cylindre au moyen d'un adaptateur de notre conception.

B/ Description de l'adaptateur. Fig. 2

Le capteur I est monté à l'intérieur d'un boisseau support 2 percé d'une fenêtre f, ajustée sur un siège 3. La fenêtre f du boisseau met le capteur en communication avec le cylindre par le canal 4 ou avec une pression d'étalonnage quelconque par les 3 canaux 5. Un ressort calibré R maintient le boisseau en place, l'étanchéité est assurée par une portée conique rodée et des joints toriques.

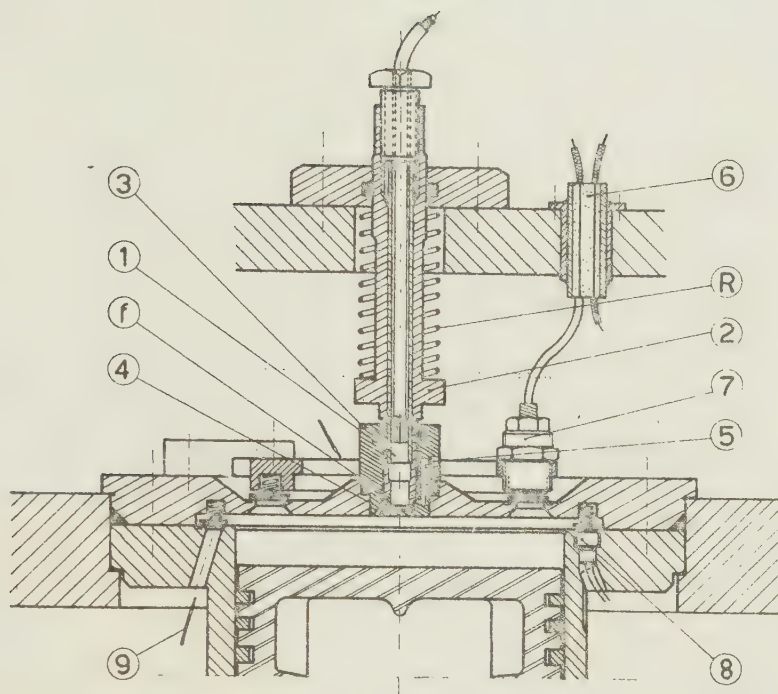


Fig. 2 - Montage des divers appareils de mesure

Pendant le relevé du diagramme, le boisseau est orienté de telle façon que sa fenêtre est en regard du canal 4 et met ainsi la chambre du capteur en communication avec le cylindre. Dans ces conditions, le capteur détecte les variations de pression dans le cylindre avec un certain retard et un certain affaiblissement dont la détermination fait l'objet de la seconde partie de ce paragraphe.

L'étalonnage du système est effectué pendant le fonctionnement du compresseur en plaçant la fenêtre f en regard des canaux 5 sur lesquels sont appliquées des pressions connues d'étalonnage. Il est ainsi possible d'obtenir un oscillogramme sur lequel figure le diagramme de la pression dans le cylindre en fonction du temps et trois pressions d'étalonnage constantes. L'expérience montre que l'on a intérêt à réaliser l'étalonnage au moyen de deux voies et à réserver la troisième pour l'enregistrement de la pression de refoulement.

La figure 3 donne un exemple des enregistrements sur un compresseur BRANCHER 3 CF. 80 tournant à $1500 \text{ t} \cdot \text{min}^{-1}$. La courbe (A) représente la variation de la pression dans le cylindre en fonction du temps pendant une période.

La courbe (B) correspond à la pression atmosphérique.

La courbe (C) correspond à une pression quelconque mesurée au moyen d'un manomètre à mercure.

La courbe (D) correspond à la pression de refoulement au voisinage du cylindre considéré.

II- 2.2 Etude des performances du système adaptateur.

Le but de cette étude est de prévoir les performances du système de mesure dans les conditions d'utilisation, c'est à dire, le retard et l'affaiblissement introduits par l'adaptateur.

L'étude théorique de ces performances repose sur un certain nombre d'hypothèses simplificatrices dont il est impossible d'évaluer l'influence avec précision. C'est pourquoi il nous a paru indispensable de réaliser tout d'abord une expérience aussi précise que possible afin de vérifier la validité des hypothèses formulées.

A/ Etude expérimentale de la réponse à une action échelon de pression.

L'expérience consiste à enregistrer la réponse du système à une variation de pression pratiquement instantanée. Pour cela le capteur et son adaptateur sont montés à l'extrémité d'un tube à choc rempli de fréon (Fig. n° 5). Devant l'onde de choc qui est formée lors de la rupture de la membrane M, règne la pression aval P_0 , derrière l'onde de choc une pression P_1 constante qui peut être calculée à partir des équations du choc normal. Par rapport à un point fixe, la variation de pression s'effectue en un temps inférieur à la microseconde, on peut donc considérer cette variation de pression comme instantanée.

La courbe supérieure de la figure n° 4 donne l'enregistrement réalisé avec l'adaptateur pour une variation de pression : $P = 2,80 \text{ Bar}$, à partir d'une pression $P_0 = 1,24 \text{ bar}$ à la température de 20° C . La vitesse de balayage est de $0,05 \text{ ms}$ par division d'échelle des abscisses (*).

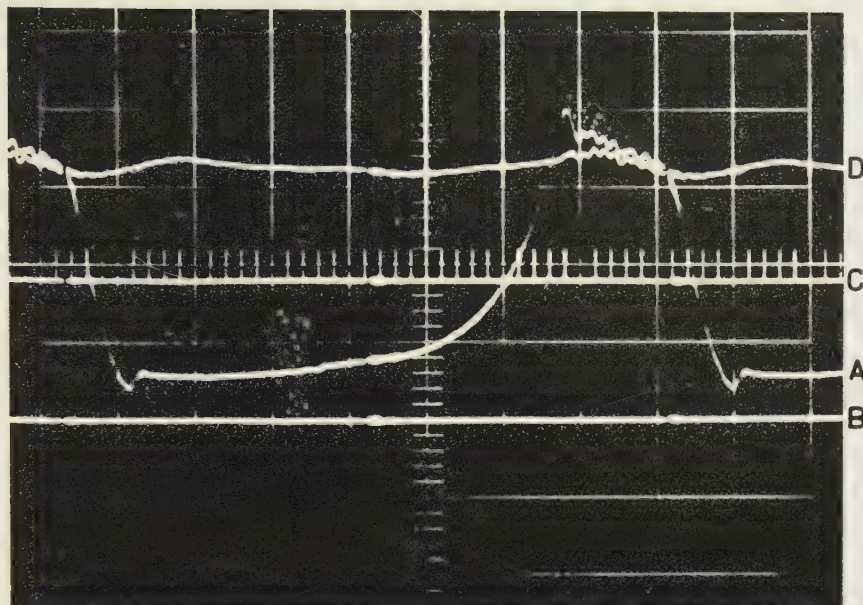


Fig. 3 - Exemple d'enregistrement. A : pression dans le cylindre
B : pression atmosphérique. C : pression quelconque de valeur connue
D : pression de refoulement.

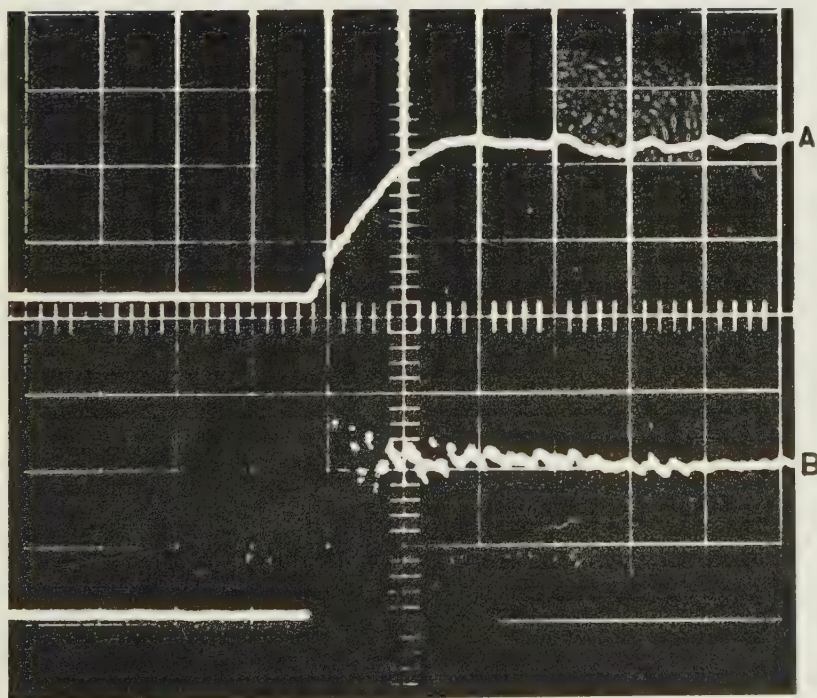


Fig. 4 - Oscillogramme de la réponse de l'adaptateur (a) et du capteur
seul (b) à une action échelon

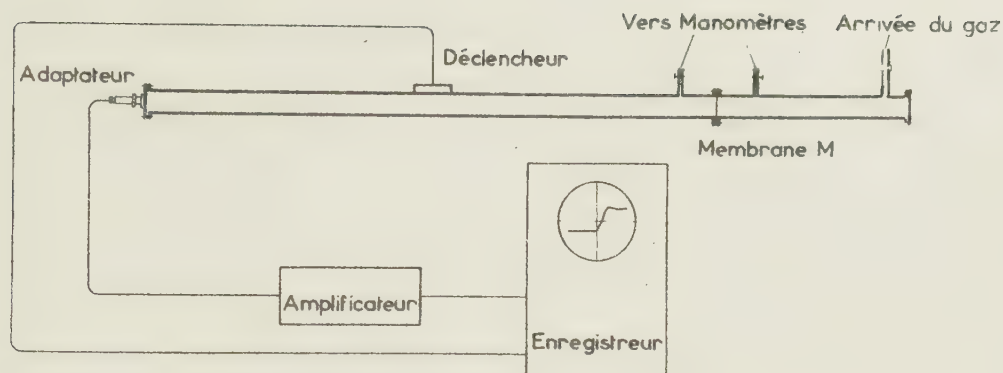


Fig 5 Dispositif d'essai pour l'étude de la réponse à une action échelon de l'adaptateur.

Cette courbe est reproduite sur la figure n° 6 courbe 1. Dans les conditions de l'expérience, on constate que le régime permanent est atteint au bout d'environ 0,85 ms. Il n'est toutefois pas possible d'assimiler ce retard à une constante de temps car il est vraisemblable que cette durée de montée est variable avec les conditions d'expérience. Nous verrons en effet que les équations qui régissent le phénomène ne forment pas un système linéaire. En fait, la seule utilité pratique de cet enregistrement est de vérifier la validité des hypothèses du calcul théorique.

B/ Etude théorique de la réponse de l'action d'un échelon de pression.

On désigne par :

- V le volume de la chambre comprise entre l'adaptateur et le capteur.
- S la section de la fenêtre f qui est la section de passage des gaz la plus rétrécie.
- p, ρ la pression et la masse spécifique du gaz à l'instant t , à l'intérieur de la chambre du capteur.
- q le débit massique qui pénètre à l'instant t dans la chambre du capteur.
- P_1, ρ_1 la pression et la masse spécifique à l'entrée de l'adaptateur.

(*) la trace inférieure de la photo n° 4 représente un enregistrement effectué sensiblement dans les mêmes conditions de température et de pression avec le capteur sans l'intermédiaire de l'adaptateur. On peut constater qu'à l'échelon de pression, se superpose une oscillation amortie à une fréquence d'environ 8 k Hertz qui correspond vraisemblablement à des vibrations mécaniques du montage.

HYPOTHESES. On admet :

- a) que la pression et la masse spécifique dans le canal 4 sont respectivement égales à P_I et ρ_I à l'entrée de l'adaptateur. Cette hypothèse est justifiée par le fait que le canal 4 a une section relativement grande vis-à-vis de sa longueur et de la section rétrécie s.
- b) que le coefficient m de contraction du jet à l'intérieur de la section s reste constant quel que soit le régime de l'écoulement et égal à 0,5
- c) que la pression dans la section de passage est égale à la pression dans la chambre du capteur.
- d) que la détente du gaz entre l'entrée et la section contractée obéit à une loi adiabatique :

$$\frac{p}{\rho^\gamma} = \text{constante}$$

- e) qu'à tout instant le rapport $\frac{p}{\rho}$ dans la chambre du capteur est constant et est sensiblement égal au rapport $\frac{P_1}{\rho_1}$ dans le canal 4.
- f) on suppose que la pression à l'entrée varie instantanément de la valeur P_0 à la valeur constante :

$$P_1 = P_0 + \Delta P$$

le débit q est donné par la relation :

$$q = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1}} \cdot P_1 \cdot \rho_1 \cdot \left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \cdot m \cdot s$$

Par ailleurs l'équation de continuité donne :

$$q \cdot dt = V \cdot \frac{\rho_1}{P_1} \cdot dP_1$$

d'où

$$\frac{dP_1}{\left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{1 - \left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}} = P_1 \cdot \frac{m \cdot s}{V} \cdot \sqrt{\frac{P_1}{\rho_1}} \cdot \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1}} \cdot dt$$

A l'instant initial $t = 0$ $p = P_0$ on a donc :

$$\int_{P_0}^p \frac{dp}{\left(\frac{p}{P_1}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{1 - \left(\frac{p}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}} = \int_0^t \frac{P_1 \cdot m \cdot s}{V} \cdot \sqrt{\frac{P_1}{P_1}} \cdot \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1}} \cdot dt$$

Posons :

$$\left(\frac{p}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = x$$

En différentiant il vient : $dp = P_1 \cdot \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \left(\frac{p}{P_1}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \cdot dx$

$$\text{d'où} \quad \frac{m \cdot s}{V} \cdot \sqrt{\frac{P_1}{P_1}} \cdot \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1}} \cdot dt = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{dx}{\sqrt{1-x}}$$

$$\text{pour } t \neq 0 \quad P_0 = p \quad x = \left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\text{d'où} \quad \int_0^t \frac{m \cdot s}{V} \cdot \sqrt{\frac{P_1}{P_1}} \cdot \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1}} \cdot dt = \int_{\left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}^x \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{dx}{\sqrt{1-x}}$$

et finalement :

$$\left(\frac{p}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1 - \left\{ \sqrt{1 - \left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} - \frac{m \cdot s}{V} \cdot \sqrt{\frac{P_1}{P_1}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} \cdot t \right\}^2 \quad (1)$$

Relation qui n'est valable que si le rapport $\frac{p}{P_1}$ reste supérieur à $\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$

puisque pour les valeurs inférieures on atteint un régime sonique dans la section contractée.

Valeurs numériques

La valeur des constantes de l'expérience décrite au paragraphe II 2.2 où la valeur des pressions a volontairement été prise de l'ordre de grandeur des pressions mesurées dans un cylindre de compresseur, sont :

$$\begin{array}{ll} s = 1,76 \text{ mm}^2 & P_0 = 1,24 \text{ bars} \\ V = 75 \text{ mm}^3 & P_1 = 4,05 \text{ bars} \\ \gamma = 1,13 & m = 0,5 \\ \theta = 20^\circ \text{ C.} & \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 0,584 \end{array}$$

La valeur du rapport $\frac{P_1}{P_0}$ est celle correspondant à l'état du gaz derrière l'onde de choc.

Les équations du choc normal permettent de calculer la température T_1 derrière l'onde de choc en fonction de la température T_0 et du rapport de pression $\frac{P_1}{P_0}$

$$T_1 = T_0 \frac{1 + \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \frac{P_1}{P_0}}{1 + \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \cdot \frac{P_1}{P_0}}$$

Pour $T_0 = 293^\circ \text{ K}$ il vient $T_1 = 343^\circ \text{ K}$, en se reportant au diagramme de Mollier du fréon 12 $P_1 = 2,23 \cdot 10^4 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$. On peut remarquer que le rapport P_0 pour $T_0 = 293^\circ \text{ K}$ et $P_0 = 1,24 \text{ bars}$ prend la valeur $2,10^4 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$, ce qui justifie l'hypothèse de la constance du rapport $\frac{P}{\rho}$.

Avec les valeurs ci-dessus, à l'instant où est appliqué l'échelon de pression $\frac{P}{P_1} = \frac{P_0}{P_1}$ est inférieur à 0,584.

L'écoulement est donc sonique dans la section contractée et le débit massique est constant et égal à :

$$q = \sqrt{\gamma \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \cdot \sqrt{P_1 \cdot \rho_1 \cdot m \cdot s}$$

Compte tenu de l'équation de continuité

$$q \, d t = \rho \cdot v \cdot \frac{d p}{\rho}$$

il vient :

$$p = \sqrt{\gamma \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \cdot \sqrt{\frac{P_1}{\rho_1}} \cdot \rho_1 \cdot \frac{m \cdot s}{v} \cdot t + P_0 \quad (2)$$

Désignons par P_c la valeur 0,584 P_1 .

On est donc revenu au système :

$$p = \sqrt{\delta \left(\frac{2}{\delta+1} \right)^{\frac{\delta+1}{\delta-1}}} \cdot \sqrt{\frac{P_1}{\rho_1}} \cdot P_1 \frac{m \cdot s}{V} \cdot t + P_0 \quad \text{pour } p < P_c$$

$$\left(\frac{p}{P_1} \right)^{\frac{\delta-1}{\delta}} = 1 - \left\{ \sqrt{1 - \frac{2}{\delta+1}} - \frac{m \cdot s}{V} \sqrt{\frac{P_1}{\rho_1}} \cdot \frac{\delta-1}{2\delta} t \right\}^2 \quad \text{pour } p > P_c$$

ou encore, en remplaçant par les valeurs numériques :

$$p = 4650 t + 1,24 \quad \text{pour } p \leq 2,36 \text{ bars}$$

$$\left(\frac{p}{P_1} \right)^{0,115} = 1 - (0,245 - 423 t)^2 \quad \text{pour } 2,36 < p \leq 4,05 \text{ Bars.}$$

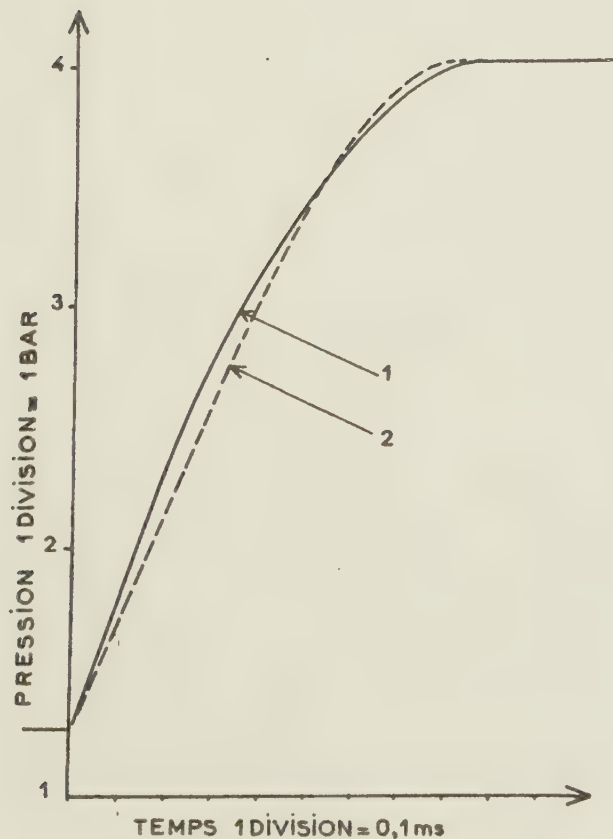


Fig. n° 6 - Réponse de l'adaptateur à une action échelon

(1) courbe expérimentale

(2) courbe théorique - 28 -

La loi p en fonction du temps est représentée par la courbe 2 de la figure 8.

La coïncidence de cette courbe avec la courbe expérimentale est satisfaisante, ce qui justifie les hypothèses formulées.

C - Détermination de la réponse du système à une entrée quelconque.

La loi de variation en fonction du temps de la pression dans le cylindre d'un compresseur étant périodique, cette loi peut toujours être décomposée en série de Fourier :

La période du fondamental correspond à la vitesse de rotation du compresseur et son amplitude est de l'ordre de grandeur de la moitié de la différence des pressions d'aspiration et de refoulement. On constate par ailleurs que l'amplitude des harmoniques décroît rapidement avec leur fréquence. On pourra donc se faire une idée assez précise des performances du système soumis à une action périodique de pulsation quelconque pour toutes les conditions d'utilisation possibles. L'examen de la relation (I) montre que le régime permanent pour un écoulement est atteint au bout d'un temps : (*).

$$\tau = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{P_0}{P_0 + \Delta P} \right)^{\frac{\delta-1}{\delta}}}}{\frac{m \cdot \omega}{V} \cdot \sqrt{\frac{P_1}{P_1} \cdot \frac{\delta-1}{2\delta}}}$$

Pour des conditions d'utilisation bien déterminées, on peut pratiquement assimiler le système à un système linéaire du premier ordre dont la constante de temps T serait variable avec les conditions d'utilisation. L'analyse harmonique d'un système linéaire de constante de temps T permet de définir l'affaiblissement en décibels

$$A = 20 \log \frac{1}{\sqrt{1 + T^2 \omega^2}}$$

et le déphasage :

$$\varphi = \text{Arc tg } T\omega$$

Nous nous proposons d'appliquer ces résultats à notre problème, en considérant que le paramètre T est fonction des rapports $\frac{\Delta P}{P}$ et $\frac{P}{\bar{P}}$, ce qui conduit à considérer un affaiblissement et un déphasage, fonction non seulement de la pulsation ω de l'action, mais encore des termes P et $\bar{P}$ qui représentent l'état moyen du gaz au moment de la mesure et de l'amplitude ΔP du signal mesuré.

Cette méthode ne peut fournir évidemment que des résultats approchés, mais il convient de faire deux remarques. En premier lieu il paraît inutile de chercher à appliquer les théories exactes des systèmes non linéaires à ce problème, puisque les relations 1 et 2 ne sont qu'approchées. D'autre part, le principe de cette méthode consiste à assimiler à une constante de temps, le temps t au bout duquel le régime permanent est atteint. Or, on sait que dans un système linéaire, le temps d'établissement du régime permanent est largement supérieur à la constante de temps du système, on est donc assuré d'obtenir en réalité une réponse meilleure que celle ainsi déterminée.

(*) Le but même de cette étude est de déterminer les conditions d'utilisation pour des variations continues de la pression compatibles avec une bonne réponse du système, c'est-à-dire les conditions pour lesquelles, à tout instant, la pression dans l'adaptateur diffère peu de la pression à mesurer.

Des conditions d'utilisation telles qu'il puisse exister d'importantes différences entre ces pressions ne présentent aucun intérêt pratique, elles correspondent à un domaine dans lequel la réponse du système est très mauvaise et par suite le système inutilisable. C'est la raison pour laquelle nous nous sommes limités au cas où l'écoulement reste toujours subsonique, c'est à dire au cas où la pression dans l'adaptateur et la pression à mesurer sont peu différentes, qui, seul correspond au domaine d'utilisation pratique de l'adaptateur.

Les résultats obtenus par cette méthode fournissent donc un ordre de grandeur de l'erreur maximale commise sur l'enregistrement. En admettant que les conditions de fonctionnement aux fréons I2 et 22 du compresseur étudié se situent entre -45° et $+10^{\circ}$ à l'aspiration, et $+25^{\circ}$, $+45^{\circ}$ en condensation, le rapport $\frac{R}{\rho}$ varie entre $1,5 \cdot 10^4 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$. En ce qui concerne le rapport $\frac{\Delta P}{P}$, nous avons envisagé des variations de 0,05 à 1. Les fortes valeurs de ce rapport sont destinées à étudier la réponse du système au fondamental. Les faibles valeurs permettent l'étude de la réponse aux harmoniques de fréquence élevée et de faible amplitude qui se superposent au fondamental.

Le tableau ci-dessous donne les valeurs calculées de τ pour diverses conditions d'utilisation entre les limites définies ci-dessus.

$\frac{\Delta P}{P} \backslash \frac{P}{\rho}$	$1,5 \cdot 10^4 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$	$2,5 \cdot 10^4 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$	$3,5 \cdot 10^4 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$	$4,5 \cdot 10^4 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$
0,05	$2,16 \cdot 10^{-4} \text{ s}$	$1,68 \cdot 10^{-4} \text{ s}$	$1,42 \cdot 10^{-4} \text{ s}$	$1,25 \cdot 10^{-4} \text{ s}$
0,1	$3,10^{-4}$	$2,33 \cdot 10^{-4}$	$1,97 \cdot 10^{-4}$	$1,73 \cdot 10^{-4}$
0,2	$3,92 \cdot 10^{-4}$	$3,05 \cdot 10^{-4}$	$2,57 \cdot 10^{-4}$	$2,27 \cdot 10^{-4}$
0,4	$5,25 \cdot 10^{-4}$	$4,07 \cdot 10^{-4}$	$3,44 \cdot 10^{-4}$	$3,03 \cdot 10^{-4}$
0,6	$6,6 \cdot 10^{-4}$	$5,12 \cdot 10^{-4}$	$4,33 \cdot 10^{-4}$	$3,82 \cdot 10^{-4}$
0,7	$7,06 \cdot 10^{-4}$	$5,48 \cdot 10^{-4}$	$4,63 \cdot 10^{-4}$	$3,82 \cdot 10^{-4}$
0,8	$7,44 \cdot 10^{-4}$	$5,78 \cdot 10^{-4}$	$4,89 \cdot 10^{-4}$	$4,3 \cdot 10^{-4}$
0,9	$7,7 \cdot 10^{-4}$	$5,97 \cdot 10^{-4}$	$5,05 \cdot 10^{-4}$	$4,45 \cdot 10^{-4}$
1	$7,9 \cdot 10^{-4}$	$6,13 \cdot 10^{-4}$	$5,18 \cdot 10^{-4}$	$4,57 \cdot 10^{-4}$

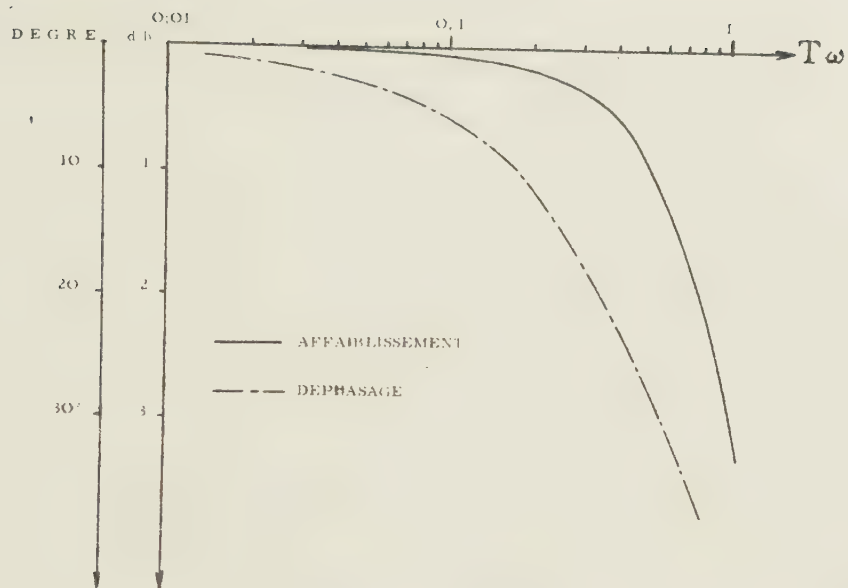


Fig. 7

Les courbes de la figure 7 donnent l'affaiblissement en décibels et le déphasage en degrés, en fonction du paramètre sans dimension $T\omega$

D/ Interprétation des résultats.

A titre d'exemple, reprenons l'enregistrement de la figure 3 qui correspond aux conditions de fonctionnement suivantes :

- Vitesse de rotation : 1.500 t. mn^{-1}
- Fluide frigorigène : R. 12
- Aspiration : 2,21 bars
- Refoulement : 6,28 bars

La décomposition en série de Fourier de la courbe A de la figure 3 donne les valeurs suivantes :

- Valeur moyenne : 2,87 bars
- Fondamental : $H = 2,80 \cos(\omega t - 134^\circ)$
- Harmoniques

$$\begin{aligned}
H 1 &= 1,57 \cos (2\omega t - 104^\circ) & H 2 &= 0,52 \cos (3\omega t - 81^\circ) \\
H 3 &= 0,122 \cos (4\omega t - 14^\circ) & H 4 &= 0,318 \cos (5\omega t - 190^\circ) \\
H 5 &= 0,354 \cos (6\omega t - 185^\circ) & H 6 &= 0,215 \cos (7\omega t - 190^\circ) \\
H 7 &= 0,102 \cos (8\omega t - 30^\circ) & H 8 &= 0,204 \cos (9\omega t - 55^\circ) \\
H 9 &= 0,090 \cos (10\omega t - 13^\circ) & H 10 &= 0,147 \cos (11\omega t - 37^\circ) \\
H 11 &= 0,064 \cos (12\omega t - 180^\circ)
\end{aligned}$$

a) Fondamental :

En ce qui concerne le fondamental, nous avons les valeurs suivantes :

$$\omega = 157 \text{ r.s}^{-1}$$

$$\text{Pression moyenne } P = 2,87 \text{ Bar}$$

$$\text{Amplitude } \Delta P = 2,80 \text{ Bar}$$

$$\text{Masse spécifique } \rho = 16 \text{ Kg m}^{-3}$$

c'est-à-dire :

$$\frac{\Delta P}{P} = 0,975$$

$$\frac{P}{\rho} = 1,8 \cdot 10^4 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$$

$$\text{d'où } \tau = 7,24 \cdot 10^{-4} \text{ s}$$

En se rapportant à la figure 9, nous avons un affaiblissement de 0,08 db et un déphasage de $6^\circ 30'$.

b) Harmoniques :

Lors du refoulement ou de l'aspiration, les harmoniques se superposent à une pression moyenne voisine de la pression de refoulement ou d'aspiration.

Examinons par exemple ce qui se passe pour l'harmonique 10

1° phase de refoulement

$$\omega = 157 \text{ r s}^{-1}$$

$$\text{Pression moyenne } P = 6,28 \text{ Bars}$$

$$\text{Amplitude } \Delta P = 0,147 \text{ Bars}$$

$$\text{Masse spécifique } \rho = 35 \text{ kg m}^{-3}$$

$$\frac{\Delta P}{P} = 0,023$$

$$\frac{P}{\rho} = 1,8 \cdot 10^4 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$$

$$\tau = 1,4 \cdot 10^4 \text{ s}$$

$$\text{d'où } A = 0,2 \text{ db} \quad \text{et} \quad \varphi = 12^\circ 20'$$

2° phase d'aspiration

$$\omega = 157 \text{ r.s}^{-1}$$

$$\text{Pression moyenne } P = 2,21 \text{ bars}$$

$$\text{Amplitude } \Delta P = 0,147 \text{ bars}$$

$$\text{Masse spécifique } \rho = 12,4 \text{ Kg.m}^{-3}$$

$$\frac{P}{\rho} = 1,8 \cdot 10^4 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$$

$$\tau = 2,23 \cdot 10^{-4} \text{ s}$$

$$\text{d'où } A = 0,43 \text{ db} \quad \text{et} \quad \varphi = 19^\circ 15'$$

Ces résultats montrent que la réponse du système est meilleure lors de la phase de refoulement que lors de la phase d'aspiration. Toutefois, la réponse du système reste largement suffisante pour les besoins de la pratique, puisque le système restitue avec un affaiblissement inférieur à 0,43 décibel toutes les fréquences jusqu'à l'harmonique 10.

Les singularités de la variation de pression dans le cylindre apparaissent donc bien sur les enregistrements effectués et notamment les variations rapides au moment de l'ouverture des clapets.

Au prix d'une diminution de la bande passante du quartz piezoélectrique, l'adaptateur décrit dans le présent article permet d'effectuer quasi-simultanément l'enregistrement des pressions dans le cylindre et l'étalonnage du système. Ses dimensions extrêmement restreintes facilitent le montage et n'introduisent qu'une perturbation négligeable sur les paramètres mesurés.

Le domaine d'utilisation de ce système compatible avec une bonne réponse peut être déterminé à partir de considérations théoriques.

Les figures 8 et 9 montrent le montage de l'adaptateur.

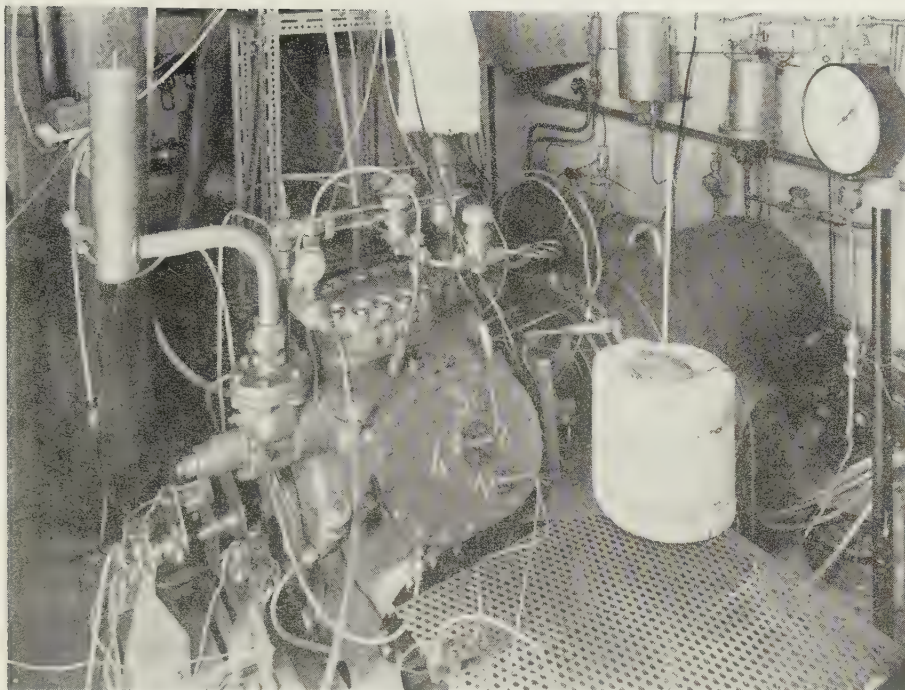


Fig. 8 - Vue extérieure du compresseur étudié. (les chiffres 1, 2, 3, 4 indiquent les différentes positions de l'adaptateur)

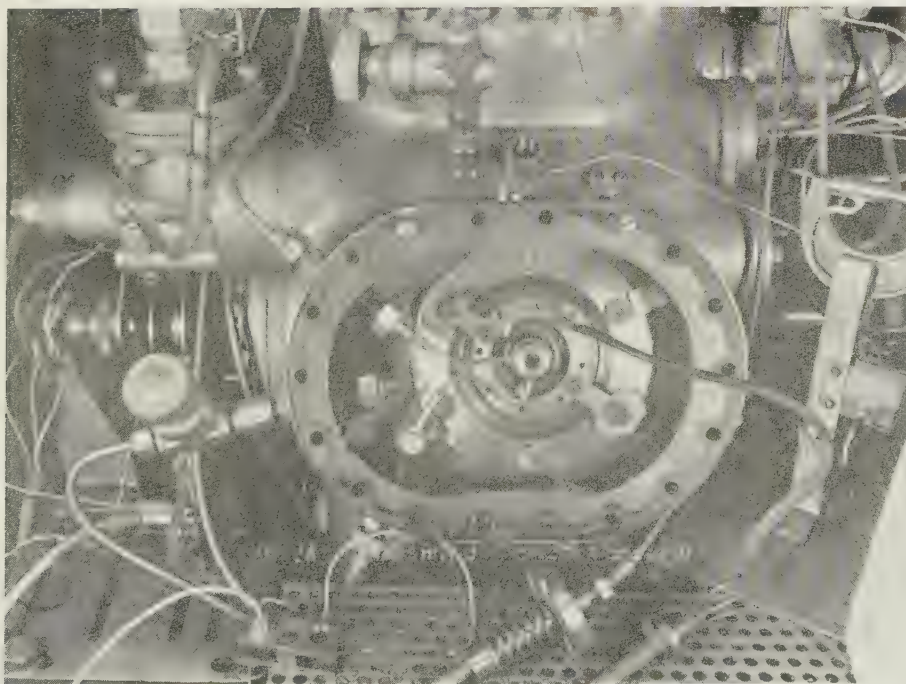


Fig. 9 - Vue intérieure de la tête du cylindre d'étude

II-3 MESURE DE DEPLACEMENT DES CLAPETS

Pour la mesure des déplacements, nous avons utilisé des capteurs inductifs sans contact, type TW I2 2/A et TW5 2/A, de la Société VIRBO METER, associés à un amplificateur à fréquence porteuse, type 8 ATR 1/S de la même société.

DESCRIPTION ET PRINCIPE DE LA MESURE.

L'élément sensible est constitué par une bobine à noyau magnétique placé en regard de la pièce métallique dont on veut mesurer les déplacements. Les variations d'entre-fer correspondantes modifient la self-induction de la bobine. De la mesure de variation de l'impédance, on peut en déduire par étalonnage préalable les déplacements. Certains (3) (4) ont réalisé des appareils basés sur une variation de capacitance, mais leur étalonnage est très délicat du fait que la constante diélectrique dépend de l'état du fluide frigorigène.

Le principe de la mesure consiste à détecter le déséquilibre d'un demi pont constitué par cet élément sensible et d'un autre élément identique, mais à entre-fer d constant (fig.10)

L'avantage de ce procédé est qu'il est ainsi possible d'équilibrer parfaitement le demi pont ainsi réalisé, et dans une certaine mesure, d'utiliser la branche passive pour réaliser un étalonnage.

Les dimensions réduites de ces capteurs et leur résistance jusqu'à des températures de 180° C autorisent le montage des capteurs actifs à l'intérieur du compresseur.

Deux capteurs ont été ainsi montés (Fig. 2 repères 7 et 8), l'un pour le clapet d'aspiration, l'autre sur le clapet de refoulement. Les capteurs passifs sont à l'extérieur.

Afin de déterminer avec le maximum de précision possible le mouvement des clapets au voisinage de leur siège, on a intérêt à réaliser le montage de telle façon que l'écartement entre le capteur et le clapet soit minimum quand le clapet repose sur son siège.

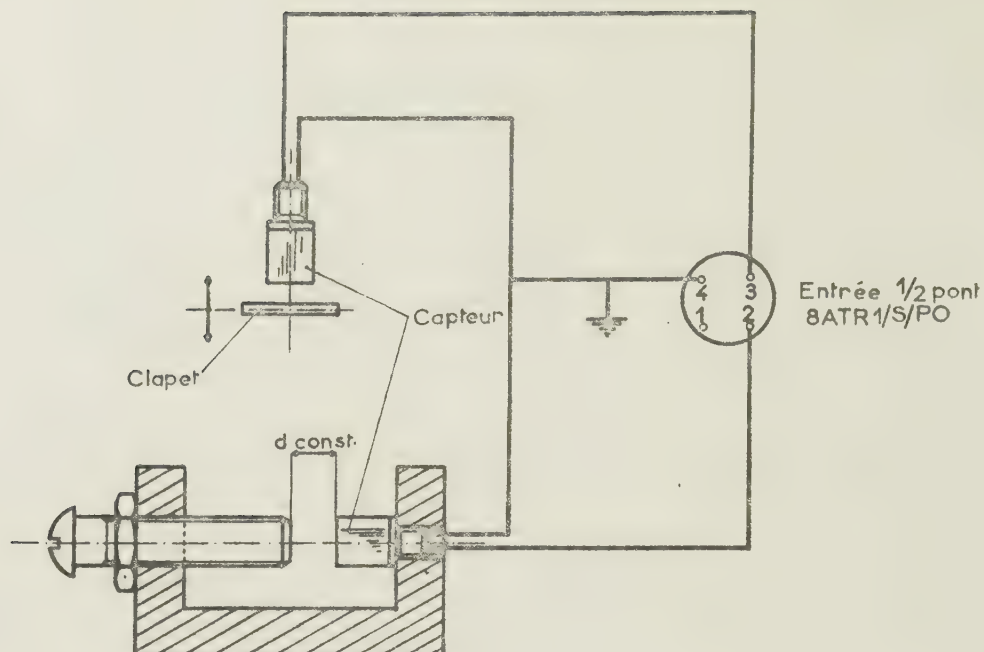


Fig. 10 - Principe de la mesure des déplacements

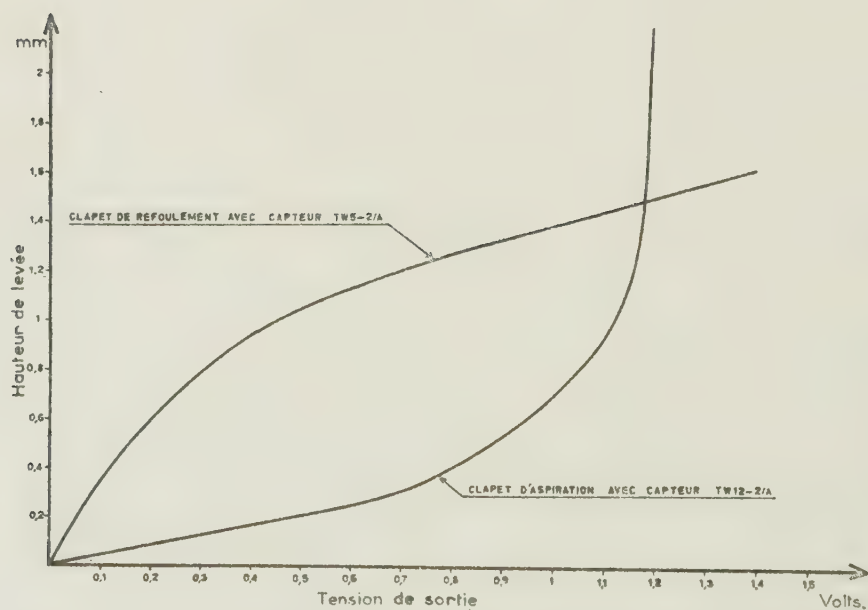


Fig. II - Courbes d'étalonnage des capteurs de déplacement montés à l'intérieur du compresseur

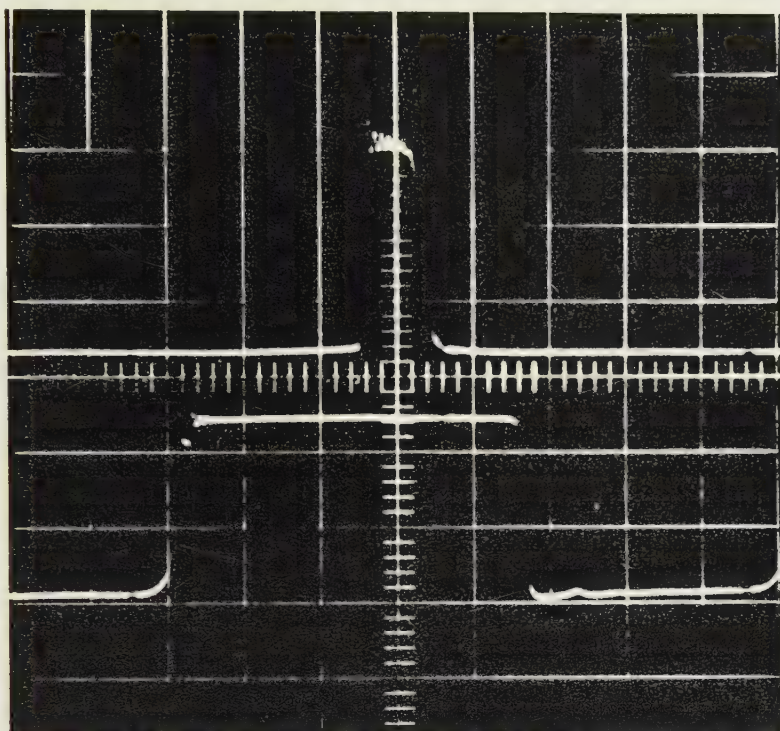


Fig. 12 - Oscillogramme du mouvement des clapets

Courbe supérieure : clapet de refoulement

Courbe inférieure : clapet d'aspiration

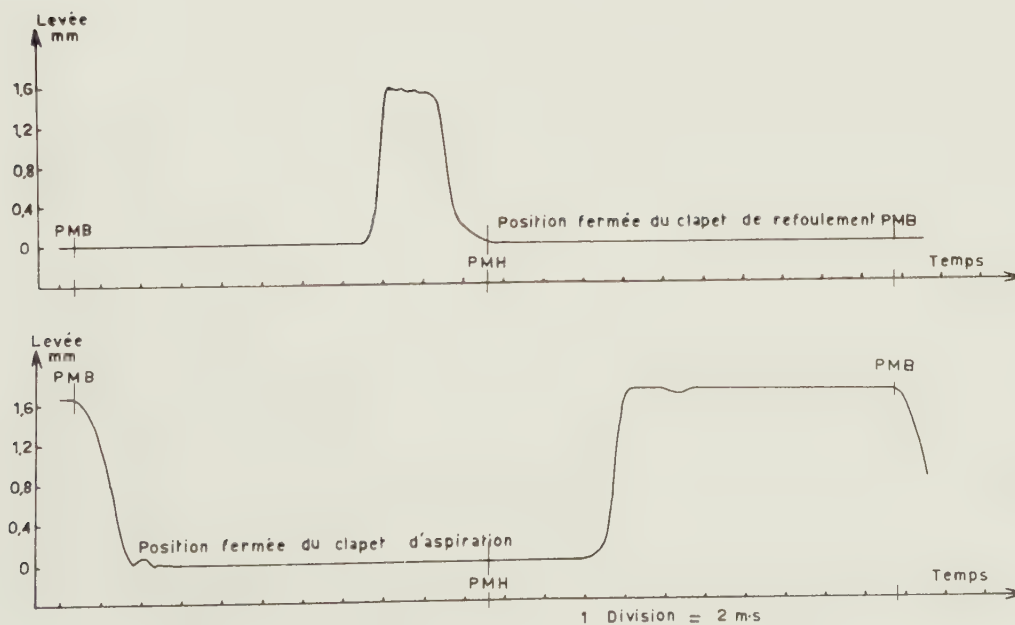


Fig. 13 - Mouvement réel des clapets déduits de la figure 12
à l'aide des courbes d'étalonnage de la figure 11

S'il a été possible de réaliser ce montage en ce qui concerne le clapet d'aspiration, des considérations d'encombrement ne l'ont pas permis en ce qui concerne le clapet de refoulement.

L'étalonnage des capteurs a été effectué directement, le compresseur étant à l'arrêt. Les courbes de la Fig. II donnent la tension de sortie de l'amplificateur en fonction de la hauteur de levée des clapets. La différence de forme entre ces deux courbes tient à la différence de montage des deux capteurs.

Lors du fonctionnement, le capteur actif se trouve porté à une température différente de celle du capteur passif. Nous avons pu constater que le déséquilibre qui en résulte ne modifie pas la sensibilité du capteur, mais se traduit par un décalage du zéro. Ce décalage ne présente aucun inconvénient sur la mesure puisque dans tous les cas on peut repérer la position de repos du clapet sur son siège.

La figure I2 donne un exemple d'enregistrement du mouvement des clapets de refoulement et d'aspiration.

La courbe d'étalonnage permet à partir de ces diagrammes d'obtenir le mouvement réel Fig. I3.

II-4-I. - DETERMINATION DES POINTS MORTS HAUT ET BAS DU PISTON.-

La détermination exacte du point mort haut est extrêmement importante sur l'interprétation des diagrammes de pression dans le cylindre et de déplacement des clapets en fonction du temps.

La surface réduite de la plaque à clapets ne permet pas de monter à la fois un capteur de pression et un dispositif de repérage de la position du piston par l'intermédiaire du vilebrequin.

Le dispositif de repérage est constitué par un disque calé sur le vilebrequin et comportant une fente de 0,8 mm. de large et 5 mm. de long. Ce disque coupe un faisceau lumineux tombant sur une cellule photorésistante montée sur un support réglable en hauteur par une vis micrométrique. A chaque passage de la fente devant la source lumineuse, la cellule émet un signal d'une amplitude de plusieurs volts qui sert à marquer le point mort haut du piston. La fig. I4 représente la réalisation pratique de ce montage, et la Fig. I5 donne un exemple du signal obtenu.

La cellule de très petite dimension (surface sensible 0,1mm²) a une réponse extrêmement rapide et est très peu sensible aux vibrations toujours existantes au voisinage du compresseur.

La durée du signal correspond pratiquement au temps de passage de la fente devant la cellule.

Exprimons cette durée en angle de rotation :

$$\Theta = \frac{l + d}{2 R} \cdot 360$$

l : largeur de la fente
d : diamètre de la cellule
R : distance de l'axe de cellule à l'axe de rotation du disque.

Dans les conditions de l'expérience $\Theta = 1^{\circ}40'$

Cette valeur peut paraître élevée, mais le signal n'est efficace qu'à partir d'un certain niveau, pratiquement, seul le sommet du signal est utilisé.

Ce système de repérage nous a paru intéressant pour les raisons suivantes : faible encombrement, robustesse, pas de pièce en contact, précision, appareillage électronique associé inexistant.

Pour que le signal recueilli pendant la rotation du disque calé sur le vilebrequin corresponde exactement au point mort haut du piston considéré, il faut que la cellule soit correctement positionnée.

Monsieur SOUKIASSIAN, lors de l'étude du point mort haut du piston de moteur à explosion a remarqué un écart sensible entre un calage statique et un calage dynamique (5). En effet, la détermination statique du point mort haut du piston à l'aide d'un comparateur est peu précise du fait que le déplacement du piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin devient très faible ; par ailleurs, cette façon de procéder ne tient pas compte des jeux et des déformations dus aux efforts dynamiques. C'est pourquoi nous avons cherché à déterminer cette position pendant le fonctionnement normal du compresseur.

Un capteur de déplacement sans contact, analogue à ceux utilisés pour l'étude du mouvement des clapets, est monté sur la plaque à clapets fig. 16. Une plaquette d'acier est fixée sur le piston en alliage léger, en regard du capteur, de telle façon que l'entre-fer minimum correspondant au point mort haut soit de 2 à 3/10 de millimètre.

Ce qui correspond au maximum de sensibilité du capteur, et par suite à la précision maximale.

Ainsi avec un oscillographe cathodique bicourbe, une voie est réservée aux signaux fournis par la cellule; l'autre voie à ceux fournis par le capteur de déplacement. A l'aide de la vis micrométrique, (fig. 14) il suffit de positionner la cellule pour amener les deux traces en correspondance (fig. 17).

Par cette méthode, nous avons constaté que pour une vitesse déterminée, la position du point mort haut ne varie pas lorsqu'on modifie le taux de compression de 2 à 10. Par contre, il y a un léger décalage lorsque la vitesse varie.

Si la détermination exacte du point mort haut est importante pour l'étude de la soupape de refoulement, par contre, la position du point mort bas n'est pas essentielle pour l'étude de la soupape d'aspiration. C'est pourquoi nous l'avons déterminée en pratiquant dans le disque de repérage une deuxième fente diamétralement opposée à la première.

Les positions extrêmes du piston étant ainsi déterminées, on applique les signaux fournis par la cellule sur le wenhelt de l'oscillographe cathodique. Les deux fentes du disque font apparaître sur les diagrammes, théoriquement deux points noirs, qui compte tenu de la brièveté des signaux, se réduisent à deux étranglements de la trace figurant les points morts haut et bas du piston.

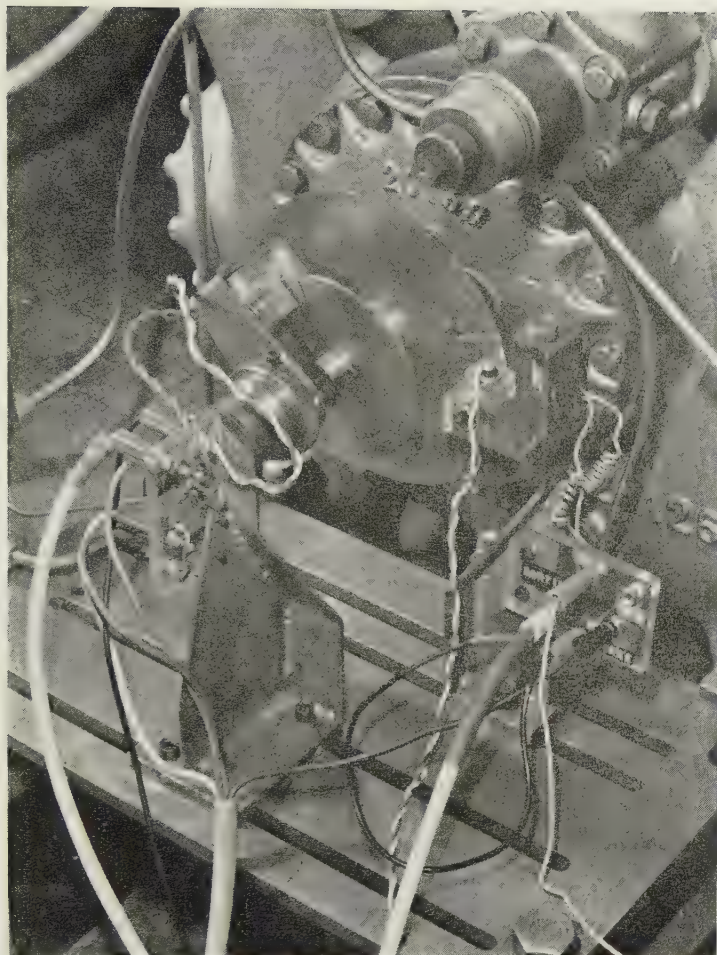


Fig. 14 Réalisation pratique du repérage des joints mats.

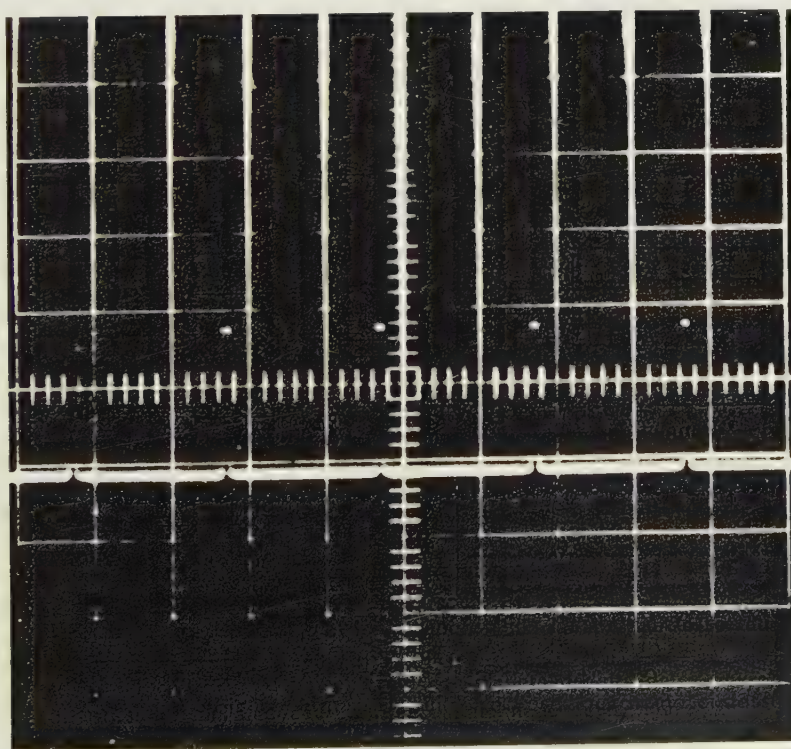


Fig. 15 Exemple de signaux émis par la cellule photorésistante.

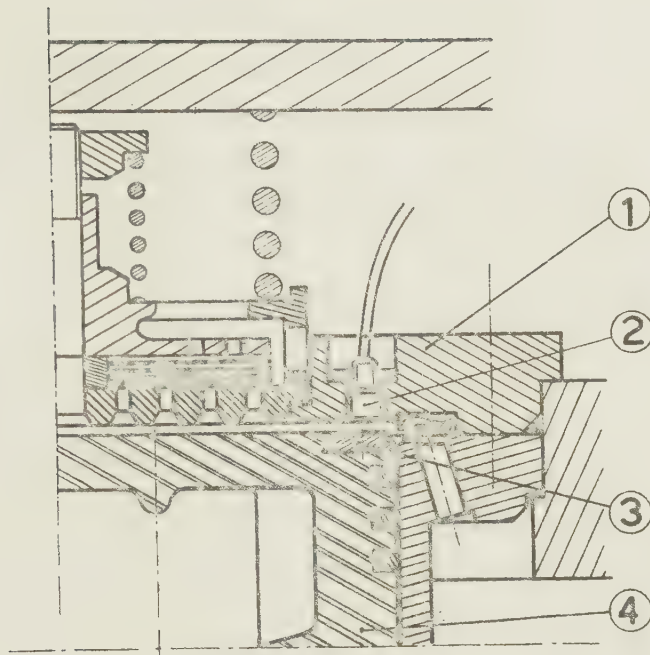


Fig. 16 - Montage d'un capteur de déplacement pour la détermination du point mort haut.

- 1 - plaque à clapets
- 2 - capteur de déplacement
- 3 - plaquette d'acier
- 4 - piston

Sur le diagramme p (t) enregistré, nous savons qu'entre deux points morts hauts successifs, le vilebrequin a tourné de 360°. Donc on peut facilement graduer l'échelle des abscisses en degré d'angle de rotation Θ du vilebrequin et avoir ainsi le diagramme p (Θ). Connaissant la loi liant le volume v balayé par le piston à l'angle de rotation Θ du vilebrequin, il est possible de transformer le diagramme p (Θ) en diagramme p (v).

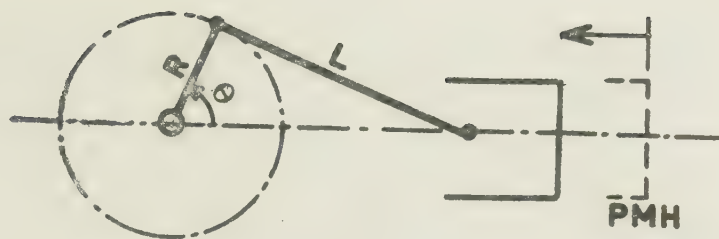
Le point mort haut est déterminé comme nous l'avons vu dans le paragraphe précédent , la loi donnant le volume balayé par le piston en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin, donné par la relation :

$$V = S.R \left[1 - \cos\theta + \lambda \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\sin^2\theta}{\lambda}} \right) \right]$$

avec $\lambda = \frac{L}{R}$

L'origine étant prise au point mort, et en désignant par :

S	Surface du piston
R	Rayon de manivelle
L	Longueur de bielle
Θ	Angle que fait la manivelle avec l'axe du piston.



La figure 18 représente le diagramme $P(v)$ déduit du diagramme $P(t)$ de la Fig. 3.

On aurait pu obtenir directement sur l'écran de l'oscillographe le diagramme $P(v)$. Il existe en effet sur le marché des dispositifs permettant d'asservir le balayage à la position du piston dans le cylindre (6) (7). Mais, outre qu'un tel dispositif aurait pu être une cause d'erreur supplémentaire, il fut indispensable pour la mise en évidence du mouvement des clapets que l'on pût superposer sur un même diagramme en fonction du temps, les courbes donnant le mouvement du clapet et les différentes pressions mesurées.

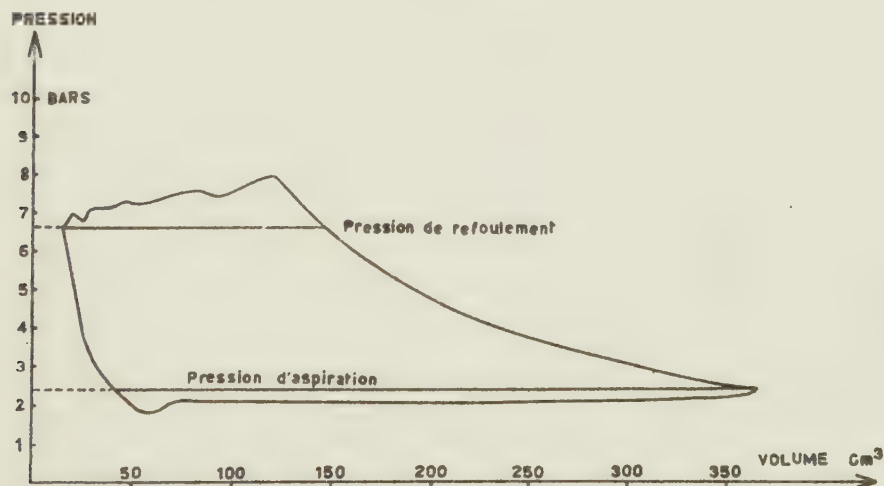


Fig. 18 - Exemple de diagramme $P(v)$

(ce diagramme est déduit de l'enregistrement fig. 3)

Les températures moyennes des gaz à l'intérieur du compresseur sont mesurées avec des thermocouples, type "Thermocoax" chromel-alumel de la Société PHILIPS. La possibilité de braser la gaine extérieure des conducteurs permet de traverser les parois du compresseur de façon étanche.

Ces thermocouples sont placés en aval de la soupape de refoulement, et en amont de la soupape d'aspiration, Fig. 2

Les soudures froides de ces thermocouples plongent dans un récipient soigneusement calorifugé contenant de la poudre d'alumine.

Les températures externes du compresseur (aspiration et refoulement) et les températures d'entrée et de sortie des divers échangeurs sont mesurées à l'aide de thermomètres de précision à mercure.

Il serait intéressant de mesurer la température à l'intérieur même du cylindre comme de nouvelles techniques le permettent (8) . On peut toutefois remarquer que la mise en place d'un tel dispositif, par ailleurs relativement peu précis, exige une modification de la plaque à clapets et en particulier une augmentation du volume mort ; il est donc à craindre que cette mesure entraîne des perturbations sensibles dans les conditions de fonctionnement du compresseur. Comme par ailleurs, le comportement des clapets ne semble pas dépendre d'une façon très étroite de la température à l'intérieur du cylindre, nous nous sommes contentés, quand cela a été nécessaire, d'estimer cette température à partir de la loi de compression dans le cylindre.

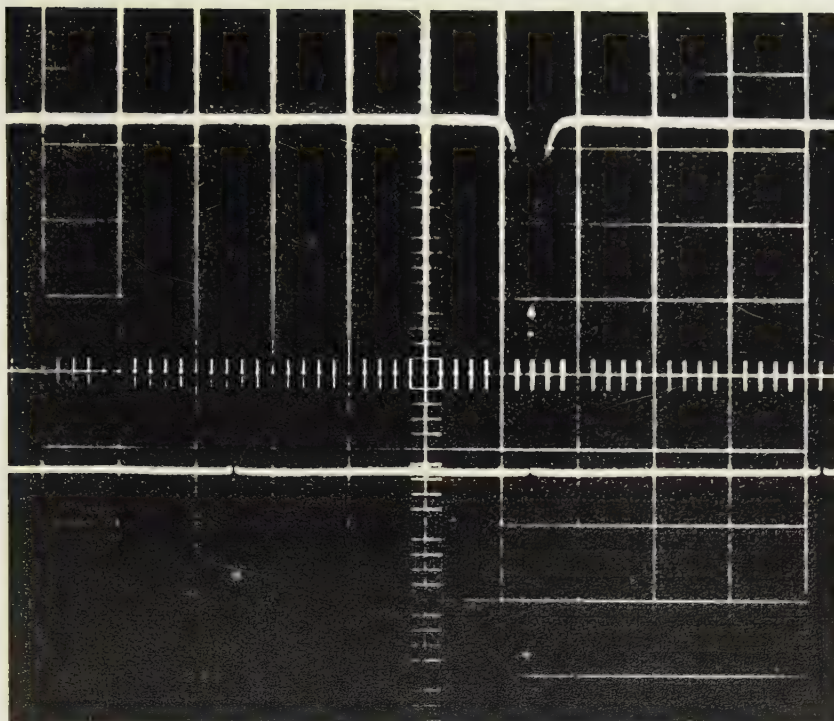


Fig. 17 - Oscillogramme donnant le calage de la cellule de repérage du point mort haut.

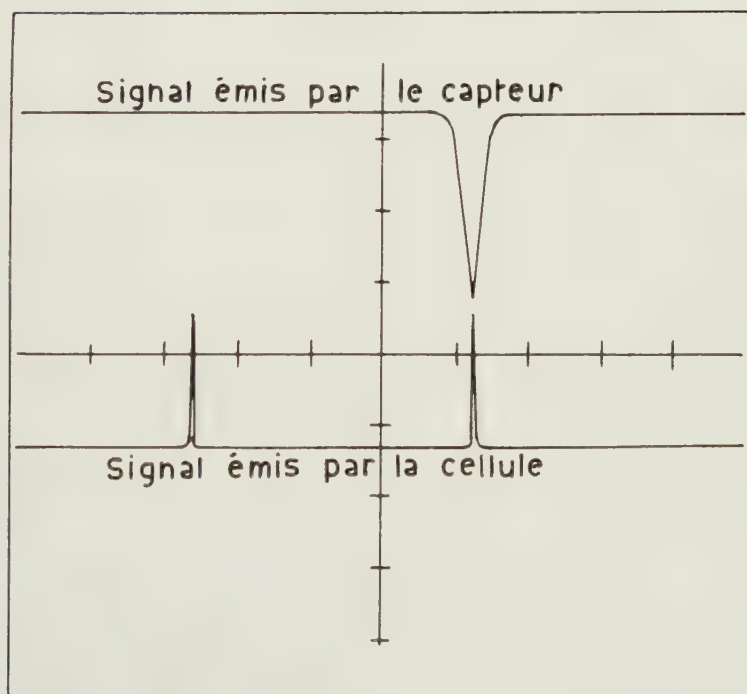


Fig. 17 bis - Figure déduite de l'oscillogramme ci-dessus.

MESURE DE RENDEMENT VOLUMETRIQUE DU COMPRESSEUR.

L'installation de mesure est analogue à une installation frigorifique normale à un étage et détente directe (9) (10), avec cette différence que les frigories sont éliminées par l'introduction dans l'évaporateur d'une partie des gaz chauds refoulés par le compresseur.

Les photographies 19 et 20 montrent la réalisation pratique de cette installation.

II - 6 - 1 - DESCRIPTION ET FONCTIONNEMENT DE L'INSTALLATION.

Le schéma de l'installation thermodynamique est représenté Fig. 2I. Les gaz refoulés (gaz chauds) par le compresseur sont déshuilés dans le séparateur d'huile. Une partie de ces gaz est dirigée vers le condenseur, où la vanne 2 permet de faire varier le débit d'eau et par suite la pression de condensation, c'est-à-dire la pression de refoulement aux pertes de charge près.

Le débit de fréon liquide est mesuré par remplissage d'un ballon jaugé au moyen de la vanne 4, le liquide une fois asséché dans le déshydrateur, pénètre dans l'évaporateur par l'intermédiaire d'un détendeur thermostatique (11) - (12). Ce détendeur n'est autre qu'une vanne qui asservit le débit de liquide aux conditions de fonctionnement de l'évaporateur (température et pression).

La partie restante des gaz chauds pénètre dans l'évaporateur par une vanne 3 dont le réglage permet de fixer la pression d'évaporation, c'est-à-dire la pression d'aspiration du compresseur aux pertes de charge près.

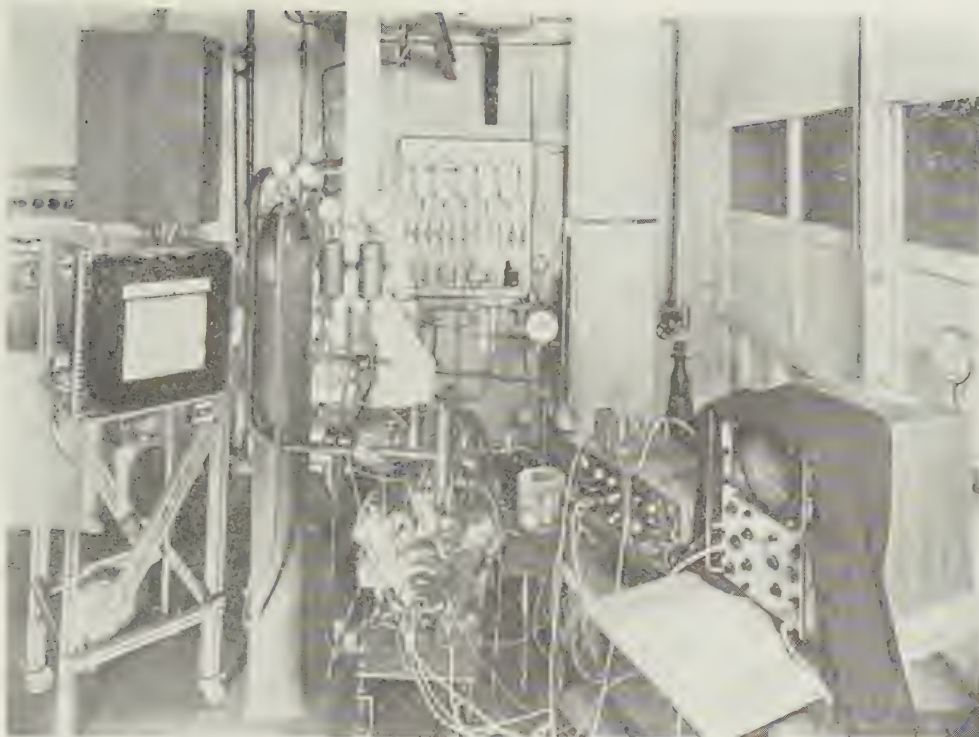


Fig. 19
Vue générale de l'installation de mesure.

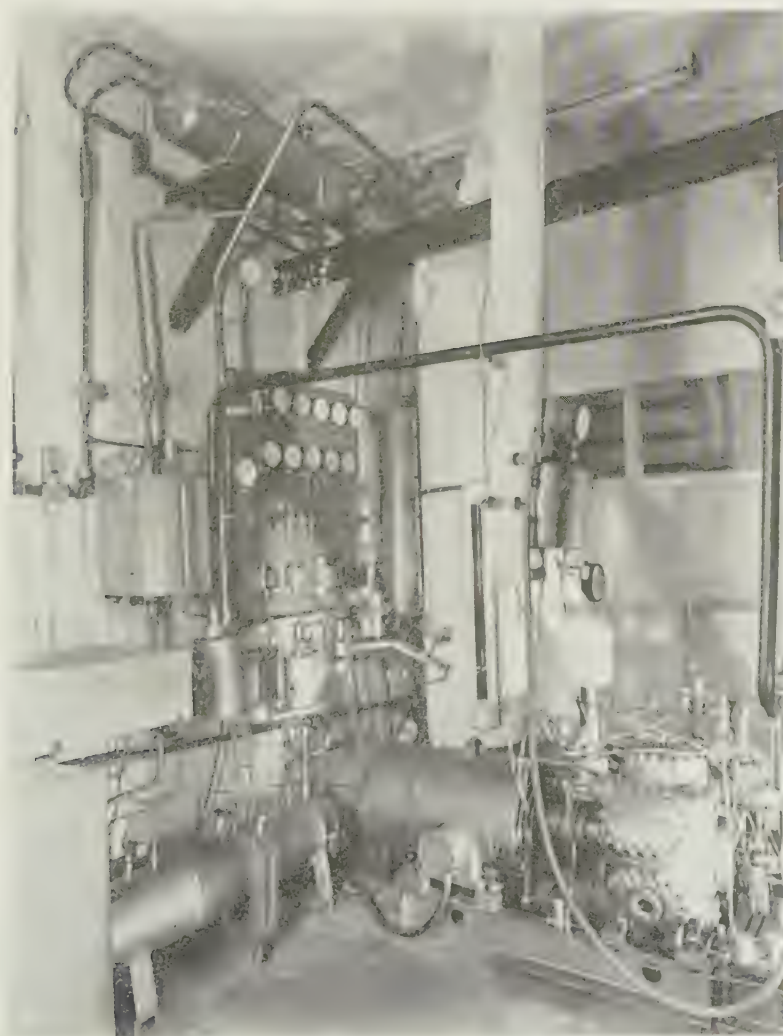


Fig. 20
Vue Générale de l'installation frigorifique.

La totalité des vapeurs froides est aspirée par le compresseur.

Pour diminuer l'influence des échanges de chaleur avec l'extérieur dans l'établissement des bilans thermiques, l'évaporateur et la conduite d'aspiration sont soigneusement calorifugés. L'ensemble est monté dans un local où une installation de conditionnement d'air maintient la température constante.

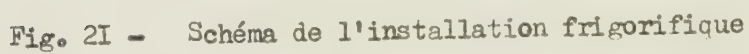
II - 6 - 2 DETERMINATION DE LA PRODUCTION FRIGORIFIQUE.

La figure 22 représente le cycle thermodynamique décrit par le point représentatif de l'état du fluide dans le diagramme de MOLLIER.

A	Refoulement du compresseur.
B	Entrée du condenseur
C	Sortie du condenseur
D	Avant détendeur
E	Entrée évaporateur
F	Sortie évaporateur
B'	Entrée gaz chauds dans l'évaporateur

On désigne par :

i_B	Enthalpie à l'entrée du condenseur
i_C	Enthalpie à la sortie du condenseur
i_D	Enthalpie avant le détendeur
i_F	Enthalpie avant la sortie de l'évaporateur
$i_{B'}$	Enthalpie des gaz chauds à l'entrée de l'évaporateur
ω	pooids volumique du liquide frigorigène à la sortie du condenseur.
V_1	Volume du ballon jaugé
t	temps de remplissage en secondes du ballon jaugé



q	débit poids de fréon 12 dans le condenseur
x	débit poids du compresseur
v	volume spécifique des gaz à l'aspiration
Q	production frigorifique du compresseur
C	cylindrée du compresseur
Ω	Vitesse de rotation du compresseur $t \cdot mn^{-1}$
λ	rendement volumétrique du compresseur.

Lorsqu'un régime de fonctionnement permanent stable est atteint, la quantité de chaleur cédée par les gaz chauds dans l'évaporateur est égale au nombre de calories absorbées par l'évaporation du liquide.

Nous pouvons écrire ;

$$(x - q) (i_B - i_F) = q (i_F - i_D)$$

q étant mesuré, on peut calculer x .

$$x = q \left[1 + \frac{i_F - i_D}{i_B - i_F} \right]$$

D'où la production frigorifique du compresseur en frigories par heure. :

$$Q = x \cdot (i_F - i_D)$$

$$Q = q \cdot \left[1 + \frac{i_F - i_D}{i_B - i_F} \right] (i_F - i_D)$$

exprimons q :

$$q = \frac{V_1}{t} \cdot \varpi \cdot 3600$$

$$Q = 3600 \cdot \varpi \cdot \frac{V}{t} \cdot \left[1 + \frac{i_F - i_D}{i_B - i_F} \right] (i_F - i_D)$$

II - 6 - 3 - DETERMINATION DU RENDEMENT VOLUMETRIQUE

On appelle rendement volumétrique λ du compresseur, le rapport du volume de vapeur aspirée au volume théorique balayé par les pistons.

$$\lambda = \frac{V_a}{60 \cdot \Omega \cdot C}$$

$$V_a = v \cdot x$$

$$V_a = 3600 \cdot \frac{V_1}{t} \cdot \omega \cdot v \cdot \left(1 + \frac{i_F - i_D}{i_B - i_F} \right)$$

$$V_a = 60 \cdot \frac{V_1}{t} \cdot \frac{\omega}{\Omega} \cdot \frac{v}{C} \left(1 + \frac{i_F - i_D}{i_B - i_F} \right)$$

Un calcul d'erreur simple permet de voir que l'on ne peut pas déterminer à moins de 8% près le rendement volumétrique.

CONCLUSION :

La mesure du rendement volumétrique est assez peu précise, elle est évidemment très intéressante pour le constructeur de compresseurs qui peut avoir ainsi une idée des performances de ses fabrications dans les conditions d'utilisation. Elle est simple et économique, par contre, elle n'est certainement pas assez précise pour faire apparaître de faibles augmentations de rendement dues à l'amélioration du fonctionnement interne du compresseur.

En particulier l'amélioration du fonctionnement des soupapes ne peut être mise en évidence que par l'interprétation des diagrammes indicateurs.

II - 7 ENREGISTREMENT

II.7.1 - DIAGRAMMES INDICATEURS ET MOUVEMENT DES CLAPETS.

Les tensions de sortie des amplificateurs, fonction des différentes pressions à enregistrer et du mouvement des clapets, sont appliquées à l'entrée d'un oscillographe cathodique à deux voies C R C, type OC728, dont le balayage est déclenché par un signal extérieur. Un dispositif photographique permet d'enregistrer les oscillogrammes.

En vue de l'interprétation des résultats, il est intéressant d'avoir sur le même oscillogramme, la pression dans le cylindre, la pression de refoulement, la pression atmosphérique et le mouvement des clapets d'aspiration et de refoulement, soit cinq phénomènes.

Pour réaliser un tel enregistrement, on superpose sur une même photographie tous ces phénomènes pris deux par deux (fig. 23). Le problème consiste à s'assurer que le balayage correspondant à chaque trace a bien été effectué dans les mêmes conditions, notamment en ce qui concerne l'instant de déclenchement. Le dispositif utilisé est le suivant : un disque monté en bout de vilebrequin de la même manière que celui servant au repérage des points morts haut et bas, et ne comportant qu'une seule fente, coupe un faisceau lumineux tombant sur une cellule photorésistante montée sur un bras articulé fig. 24. Le signal recueilli par cette cellule débloquent un thyatron et le signal correspondant déclenche le balayage de l'oscillographe (fig. 24).

Ce dispositif permet d'une part de n'obtenir qu'un seul passage du spot, lors d'une prise de vue, ce qui améliore la qualité des oscillogrammes réalisés, d'autre part d'obtenir un top de déclenchement d'une amplitude relativement importante, mais de durée extrêmement brève, ce qui définit d'une façon très précise l'instant de déclenchement.

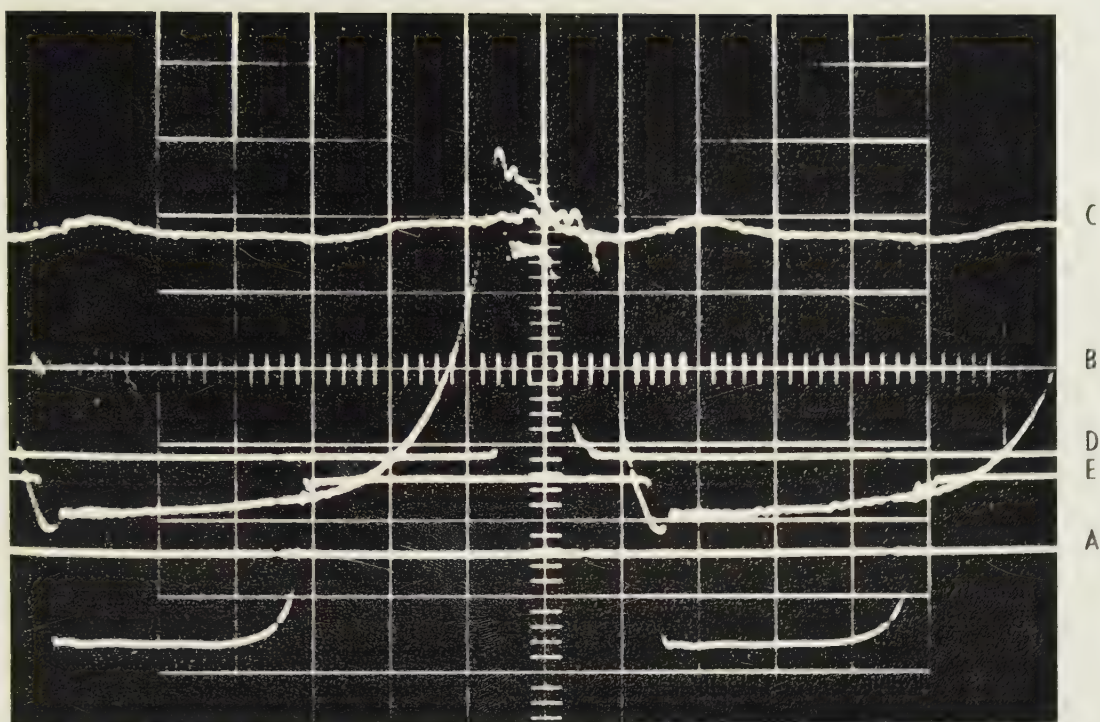


Fig. 23 - Exemple d'enregistrement - a : pression atmosphérique, b : pression dans le cylindre c : pression de refoulement, d : mouvement du clapet de refoulement, e : mouvement du clapet d'aspiration.

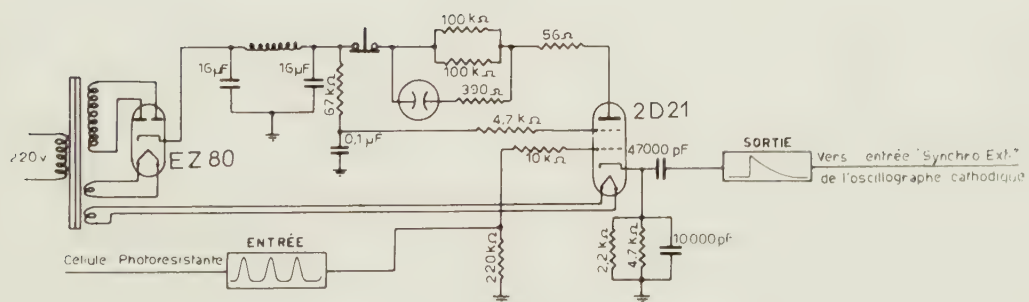


Fig. 24 - Schéma du monodéclencheur.

Enfin en réglant la position de la cellule et en agissant sur la vitesse de balayage, on peut à volonté dilater sur l'enregistrement n'importe quelle portion de courbe.

Il est possible, sur tous les enregistrements, de vérifier instantanément le bon cadrage des différentes traces l'une par rapport à l'autre. En effet, le système de repérage du point mort haut par modulation du wenhelt repère cette position sur tous les enregistrements effectués.

Il convient toutefois de signaler que chaque phénomène enregistré correspond à des cycles différents du compresseur. Il est donc essentiel, d'une part, de n'effectuer ces enregistrements que lorsque le compresseur a atteint un régime de fonctionnement stable, d'autre part, d'effectuer ces enregistrements dans un laps de temps aussi court que possible.

II - 7 - 2 TEMPERATURES

Les températures moyennes à l'intérieur du compresseur sont mesurées et enregistrées par un enregistreur électronique speedomax de la Société MECI.

CHAPITRE III

ETUDE EXPERIMENTALE -

1 - Loi de compression dans le cylindre.

2 - Etude expérimentale de la soupape de refoulement.

- 2 - 1 Généralités et définitions
- 2 - 2 Influence de la masse du clapet
- 2 - 3 " " " hauteur avec levée du clapet
- 2 - 4 " " " force des ressorts
- 2 - 5 " " " surface de portée du clapet

3 - Etude expérimentale de la soupape d'aspiration.

- 2 - 1 Influence de la masse du clapet
- 2 - 2 " " " force des ressorts
- 2 - 3 " " " hauteur de levée

III - 1 DETERMINATION DE LA LOI DE COMPRESSION DANS LE CYLINDRE - *

La pression p qui règne dans le cylindre peut être considérée comme fonction de :

D	diamètre du cylindre
Ω	vitesse de rotation
t	temps ou volume V à l'instant t
P_A	pression d'aspiration
t_A	température d'aspiration
P_R	pression de refoulement
ρ	masse spécifique des gaz à l'instant considéré

c'est-à-dire huit paramètres.

Le rang de la matrice dimensionnelle étant de 3 (M,L,T), nous avons cinq produits sans dimension.

Choisissons par exemple :

$$t_A, \quad \frac{P}{P_A}, \quad \frac{P_R}{P_A}, \quad \frac{P_A}{\rho D^2 \Omega^2}, \quad \frac{D^3}{V}$$

nous pouvons donc écrire :

$$p = P_A \cdot f\left(\frac{P_R}{P_A}, \frac{P_A}{D^2 \Omega^2 \rho}, \frac{D^3}{V}, t_A\right) \quad (1)$$

La loi p en fonction de V peut se déduire des diagrammes indicateurs. Les courbes de la Fig. 25 représentant cette loi en fonction de $\frac{1}{V}$ pour différentes conditions de fonctionnement du compresseur.

—* Tous les essais concernant cette étude ont été réalisés avec du fréon 12 avec une surface n'excédant pas 5° à la vanne d'aspiration du compresseur

Les points représentés sont ceux lus directement sur les diagrammes indicateurs. On peut ainsi constater que quelles que soient les conditions de fonctionnement du compresseur, la loi de compression dans le cylindre peut toujours être représentée d'une façon satisfaisante par une fonction linéaire de $\frac{1}{V}$

La loi de compression peut donc s'écrire :

$$p = P_A \cdot \frac{D_3}{V} \cdot f \left(\frac{P_R}{P_A}, \frac{P_A}{\rho_{D2} \Omega^2}, t_A \right) \quad (2)$$

ou :

$$p = \beta \cdot P_A \cdot \frac{D_3}{V}$$

en posant :

$$\beta = f \left(\frac{P_R}{P_A}, \frac{P_A}{\rho_{D2} \Omega^2}, t_A \right) \quad (3)$$

Si dans la relation (3) on prend ρ la valeur ρ_A correspondante à t_A et P_A ; il existe une relation entre t_A , P_A , ρ_A , donc t_A n'est plus une variable indépendante et doit disparaître d'où finalement :

$$\beta = f \left(\frac{P_R}{P_A}, \frac{P_A}{\rho_A D^2 \Omega^2} \right)$$

Pour diverses conditions de fonctionnement, c'est-à-dire pour différentes valeurs de la pression d'aspiration P_A , du taux de compression $\frac{P_R}{P_A}$, et de la masse spécifique ρ_A , on a déterminé la pente des droites $p \left(\frac{1}{V} \right)$ et on en a déduit la valeur du coefficient β correspondant. Ces valeurs sont consignées dans le tableau ci-contre. La figure 26 donne les valeurs ainsi déterminées pour β en fonction de $\frac{P_R}{P_A}$. La dispersion des points autour de cette courbe ne doit pas être imputée à l'influence du terme $\frac{P_A}{\rho_A}$

En effet, les points expérimentaux représentés :

- par des cercles blancs correspondent à des valeurs de $\frac{P_A}{\rho A}$ comprises entre 0,176 et 0,183 m³. s⁻²
- par des cercles noirs, pour des valeurs comprises entre 0,184 et 0,183 m³ s⁻²
- par des triangles blancs, pour des valeurs comprises entre 0,191 et 0,199 m² s⁻²

et l'on constate qu'entre des valeurs correspondant à des valeurs sensiblement égales de $\frac{P_A}{\rho A}$, il existe des écarts aussi importants qu'entre des points correspondant à des valeurs $\frac{P_A}{\rho A}$ différentes.

On peut donc en conclure que dans le domaine des variations envisagées pour $\frac{P_A}{\rho A}$, qui correspondent aux conditions normales d'utilisation du compresseur, l'influence de ce terme est de l'ordre de grandeur de la précision des mesures et peut, en conséquence, être négligée.

Nous considérerons donc dans ce qui suit que le coefficient β n'est fonction que du rapport $\frac{P_R}{P_A}$ et que sa loi de variation est représentée par la courbe en trait plein de la fig. 26 *

* Il convient de souligner que la courbe $\beta = f\left(\frac{P_R}{P_A}\right)$, ainsi déterminée n'est valable que pour le compresseur utilisé et pour une seule vitesse de rotation. En effet, dans le cas général, β dépend également du rapport $\frac{P_A}{\rho_A D^2 \Omega^2}$, et ce coefficient peut varier dans de larges proportions, avec les caractéristiques du compresseur et sa vitesse de rotation. Il serait sans doute intéressant de faire varier ce coefficient $\frac{P_A}{\rho_A D^2 \Omega^2}$, par exemple en faisant varier la vitesse de rotation de façon à représenter β par un abaque. Un tel abaque permettrait lors d'un avant projet de prévoir la loi de variation de la pression dans le cylindre.

PA Bars	A Kg. m ⁻³	$\frac{PA}{\rho A^2}$ m ² s ⁻²	$\frac{PR}{PA}$	Pente des droites $P \left(\frac{1}{V^2} \right)$ kg. m. s ⁻²	β
3,13	16,42	0,190.10 ⁵	1,99	1,137	0,71
3,15	16,12	0,195.10 ⁵	2,94	1,275	0,793
3,06	13,9	0,187.10 ⁵	2,31	1,313	0,820
2,6	13,6	0,191.10 ⁵	3,03	1,137	0,855
2,56	12,85	0,199.10 ⁵	4,07	1,06	0,807
2,21	12,5	0,177.10 ⁵	4,86	1,04	0,922
2,21	12,42	0,178.10 ⁵	3,99	1,04	0,922
2,21	12,45	0,177.10 ⁵	3,06	1,01	0,848
1,82	10,1	0,180.10 ⁵	3,3	0,785	0,841
1,85	10,26	0,180.10 ⁵	4,03	0,824	0,870
1,85	10,20	0,181.10 ⁵	5,08	0,902	0,953
1,85	10,2	0,181.10 ⁵	5,91	0,883	0,933
1,47	8,34	0,176.10 ⁵	4,01	0,647	0,862
1,50	8,23	0,182.10 ⁵	6,09	0,686	0,878
1,49	8,20	0,182.10 ⁵	7,6	0,706	0,926
1,20	6,67	0,180.10 ⁵	7,65	0,589	0,958
1,20	6,67	0,180.10 ⁵	6,75	0,608	0,991
1,19	6,6	0,180.10 ⁵	5,9	0,569	0,935
1,20	6,65	0,180.10 ⁵	5,98	0,569	0,927

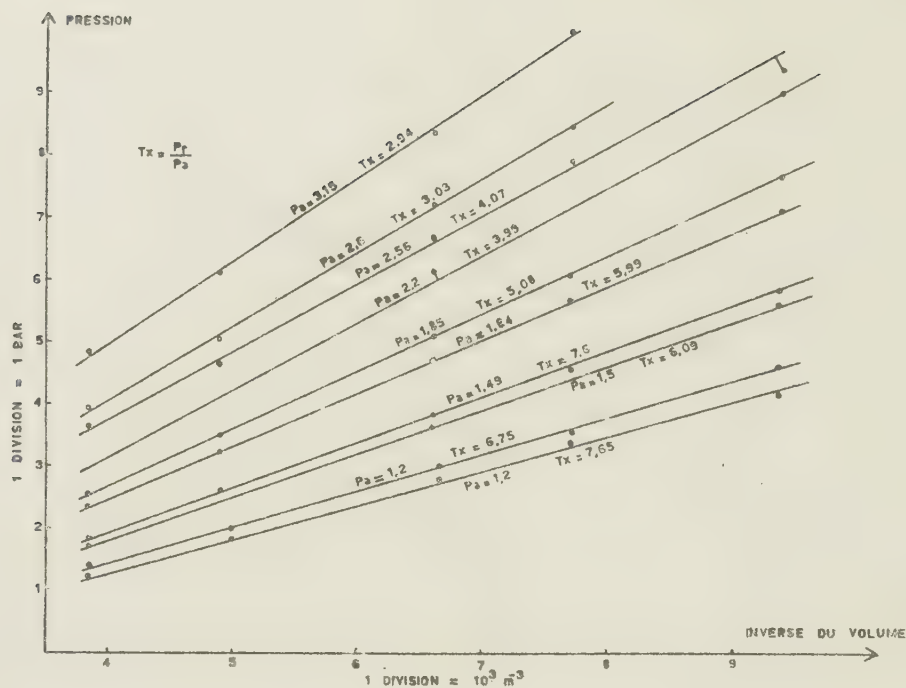


Fig. 25 - Courbes expérimentales $P \left(\frac{1}{V} \right)$

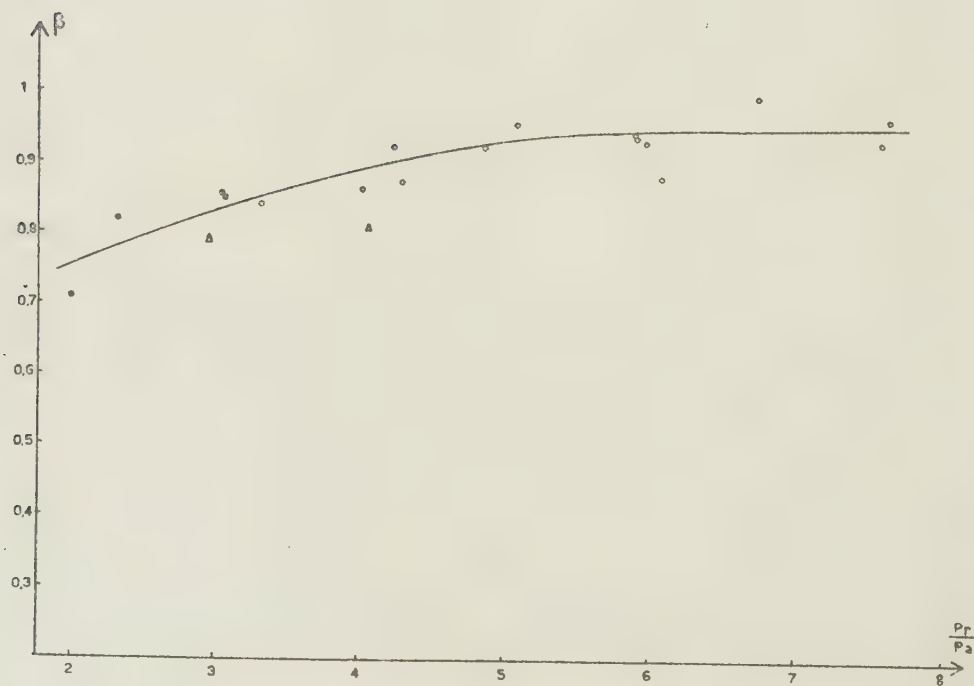


Fig. 26 - Variation du coefficient β en fonction du taux de compression $\frac{P_r}{P_a}$

Exemple d'utilisation :

Considérons par exemple un rapport de compression $\frac{P_r}{P_a}$ de 3,5, la valeur de β correspondante est de 0,860.

La pente de la droite $p(\frac{1}{V})$ est donc : $0,860 D^3 P_A$.

A toute valeur de P_A correspond donc une droite $p(\frac{1}{V})$ déterminée.

A titre de vérification, nous avons tracé sur la fig. 27, la droite $0,860 D^3 P_A$, en fonction de P_A , et on a porté les coefficients angulaires des droites $p(\frac{1}{V})$, expérimentalement déterminés pour un rapport de pression $\frac{P_r}{P_a}$ voisin de 3,5. On peut constater que ces points s'alignent d'une façon très satisfaisante.

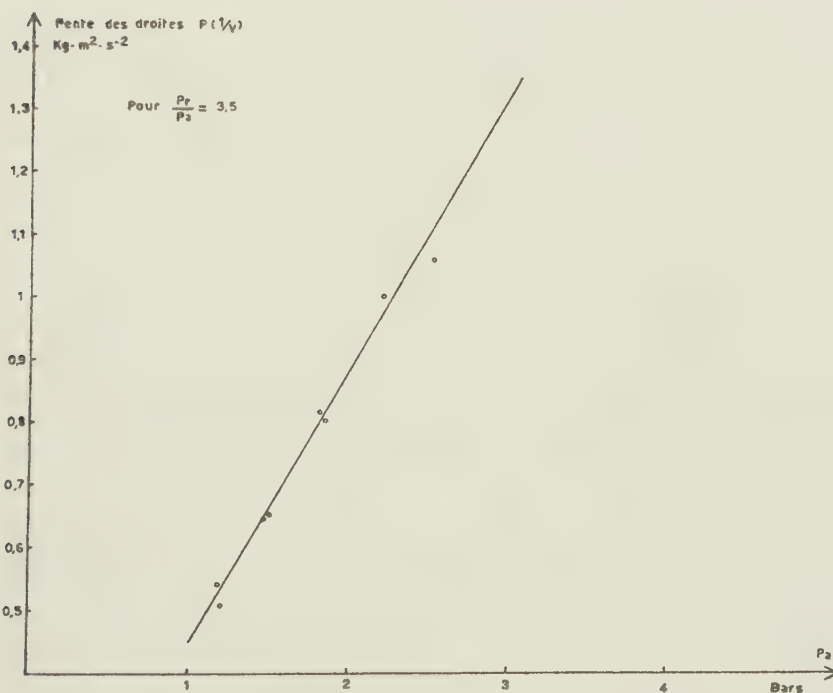


Fig. 27 -

III-2-1 Généralités et Définitions

Le fonctionnement d'une soupape dépend d'un certain nombre de paramètres dont les principaux sont :

- masse du clapet m
- hauteur de levée h
- force des ressorts de rappel F
- surface de portée du clapet sur son siège s

Nous avons cherché à mettre en évidence l'influence relative de ces paramètres sur les performances du compresseur.

Dans une étude récente, (13) DIENERMANN met en évidence l'influence fondamentale de l'espace mort sur le rendement volumétrique d'un compresseur.

Il montre en particulier qu'une augmentation des pertes de charge due à une diminution de la section de passage des gaz à travers la plaque à clapets est en général largement compensée, par la diminution correspondante de volume mort. Il convient donc de chercher un type de soupape conduisant au volume mort le plus réduit possible.

Par ailleurs, cette soupape doit résister aux coups de liquide, ce qui, sur ce type de compresseur élimine les soupapes à lame battante.

Afin de pouvoir comparer les divers résultats obtenus en modifiant séparément chacun des paramètres, nous nous sommes efforcés de faire fonctionner le compresseur dans des conditions identiques de pression (aspiration et refoulement) et de l'état des vapeurs à l'aspiration (surchauffe). La plupart des essais ont été effectués pour un régime de fonctionnement correspondant au conditionnement d'air, c'est-à-dire pour une température d'évaporation relativement élevée. En effet, ce sont ces conditions qui correspondent au débit maximal de fluide frigorigène et qui, par suite, mettent mieux en évidence l'influence des soupapes.

Cette particularité est montrée par les courbes de la fig.28 extraites de l'article de TSYRLIN (14) qui met en relief l'augmentation d'énergie perdue à la traversée des soupapes en fonction de la température d'évaporation.

Pour chaque essai, nous avons effectué deux enregistrements: le premier, représentant le mouvement du clapet, la pression dans le cylindre, la pression de refoulement et la pression atmosphérique pendant le cycle complet ; le deuxième, beaucoup plus dilaté ne représentant que la pression dans le cylindre et le mouvement du clapet pendant la période de refoulement. Un exemple de ces enregistrements est donné figures 30 et 31.

Afin de faciliter l'interprétation des résultats, on a déduit de ces enregistrements :

- a) - la loi de déplacement du clapet en fonction du temps
- b) - le travail absorbé $\bar{Z}_R$ par l'écoulement des gaz.
- c) - le coefficient de remplissage λ du cylindre.

La figure n° 29 définit le mode de détermination des paramètres $\bar{Z}_R$ et λ . On peut remarquer que cette détermination exige la traduction en $P(V)$ du diagramme $P(t)$. C'est pourquoi pour chaque essai, nous donnons la partie du diagramme $P(V)$ intéressant le calcul, déduite des enregistrements effectués.

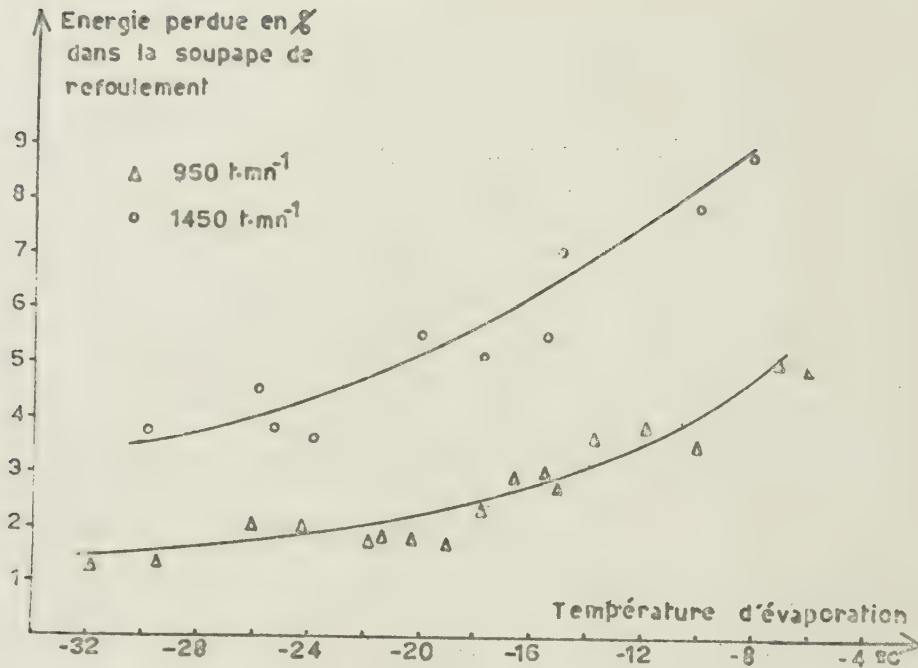


Fig. 28 Courbe retranscrite d'une publication de Tsyrlin (19)

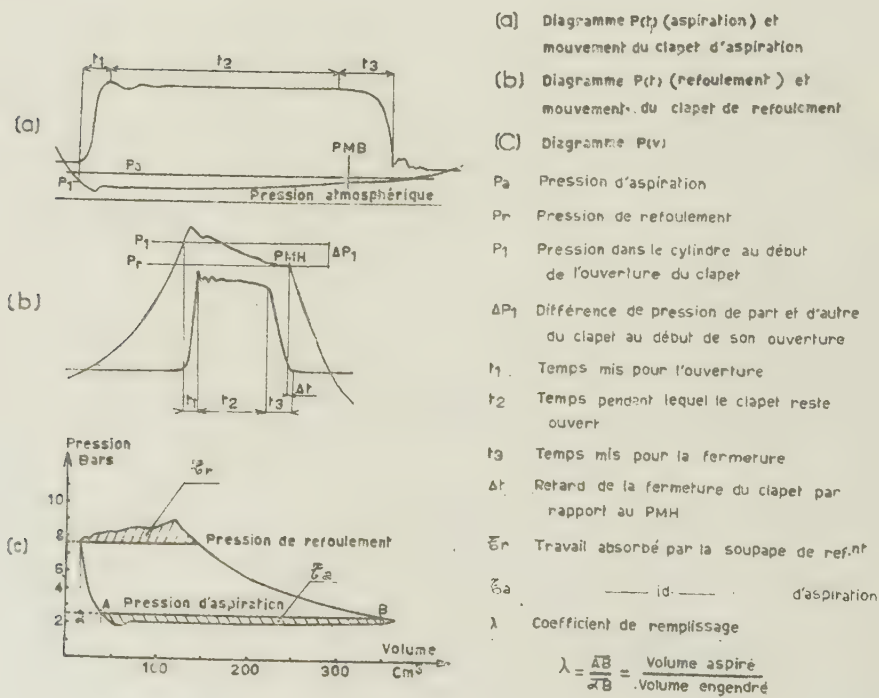


Fig. 29

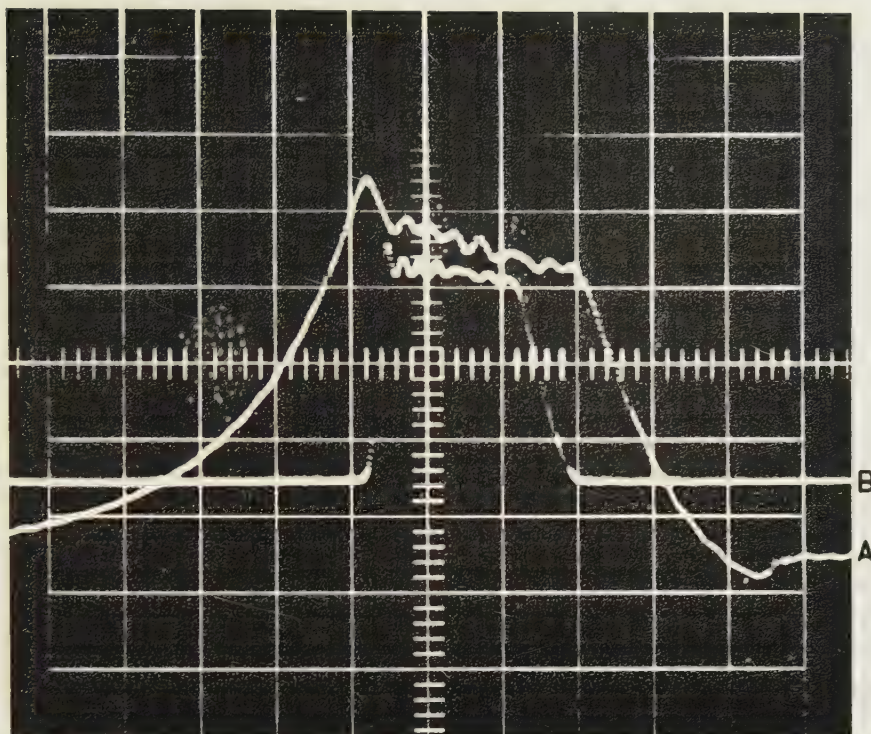


Fig. 30 - Oscillogramme pour l'étude de la soupape de refoulement,
a : pression dans le cylindre (période de refoulement)
b : mouvement du clapet de refoulement.

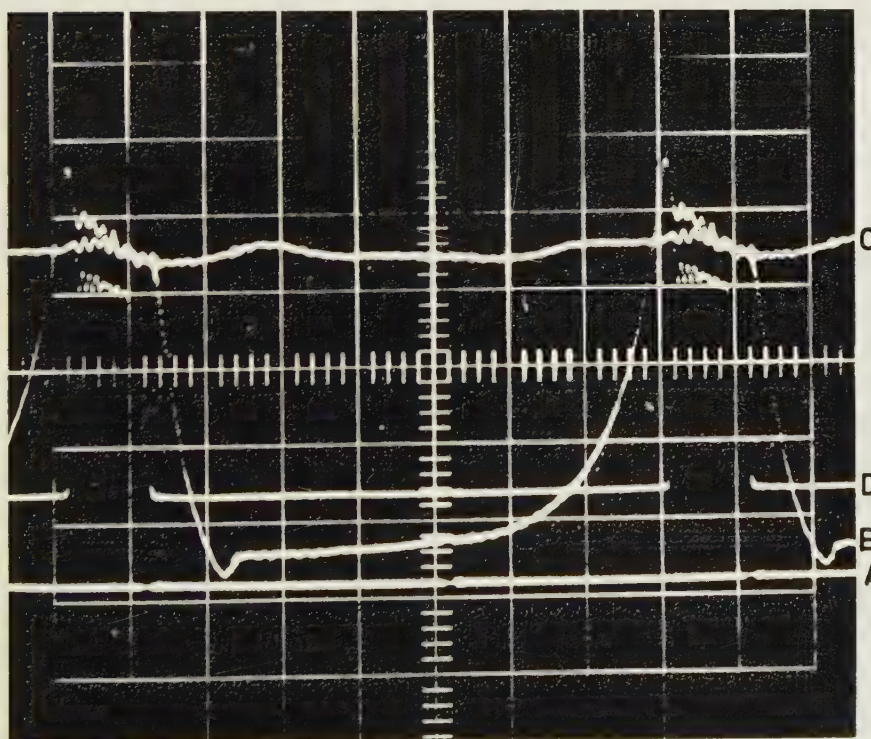


Fig. 31 - Oscillogramme pour l'étude de la soupape de refoulement,
a : pression atmosphérique b : pression dans le cylindre
c : pression de refoulement d : mouvement du clapet de refoulement.

III - 2 - 2 INFLUENCE DE LA MASSE

Afin de modifier le moins possible les autres paramètres, nous avons utilisé des clapets de diverses épaisseurs. Les efforts mécaniques importants (chocs répétés) que doit supporter le clapet, exige l'emploi d'un acier spécial. De ce fait, il n'existe pas dans le commerce n'importe quelle épaisseur et largeur de tôle, c'est la raison pour laquelle, nous n'avons fait qu'un nombre restreint d'essais.

Les clapets utilisés étaient des couronnes de diamètre extérieur 74 mm., de diamètre intérieur 53 mm. et dont les épaisseurs étaient : 0,25 - 0,6 - 0,8 - 1 mm.

Ces clapets ont fonctionné dans les conditions suivantes :

- Hauteur de levée	$h = 1,6 \text{ mm.}$
- Force des ressorts (lorsque le clapet est sur son siège)	$f_0 = 7,84 \text{ Newtons}$
- Force des ressorts (lorsque le clapet est complètement ouvert)	$F = 21,2 \text{ Newtons}$
- Surface de portée	$s = 4,8 \text{ cm}^2$

Les résultats de ces essais sont donnés par les figures :

- a). figure n° 32 (a) : mouvement du clapet
- b). figure n° 32 (b) : diagramme P (V) (refoulement)
- c). figure n° 32 (c) : diagramme P (V) (aspiration)

Le tableau ci-après résume les résultats obtenus.

On peut constater qu'il n'existe pratiquement aucune corrélation entre la masse du clapet d'une part, la loi de mouvement du clapet, le travail absorbé ζ et le coefficient de remplissage λ d'autre part.

m	P_R	p_1	Δp_1	t_1	t_2	t_3	Δt	E_R	λ
g	Bars	Bars	Bars	m s	m s	m s	m s	Joules	
4	8,56	9,98	0,92	0,7	3	2,1	0	6,12	0,895
9,55	8,62	10	1,38	0,8	4	1,3	- 0,4	7,53	0,90
12,7	8,66	10,43	1,77	0,64	3,4	1,6	- 0,2	6,28	0,906
16,3	8,60	9,65	1,05	0,90	3,25	2,1	- 0,4	7,1	0,90

Tableau I

On peut en conclure que les forces d'inertie interviennent très peu dans le fonctionnement du clapet et que par suite le choix de l'épaisseur de celui-ci peut se faire uniquement en fonction de considération de résistance mécanique.

III - 2 - 3 - INFLUENCE DE LA HAUTEUR DE LEVEE.

La hauteur de levée a été modifiée en jouant sur la distance entre le butoir et le siège du clapet. Tous les autres paramètres ont été maintenus constants et en particulier, on s'est efforcé de conserver les mêmes caractéristiques des ressorts de rappel.

Les conditions d'essai ont été les suivantes :

- masse du clapet $m = 9,55 \text{ g}$
- Force des ressorts -(lorsque le clapet est sur son siège) $F_0 = 7,84 \text{ Newtons}$
- Force des ressorts -(lorsque le clapet est complètement ouvert) $F = 21,2 \text{ Newtons}$
- Surface de portée

Les résultats de ces essais sont donnés par les figures :

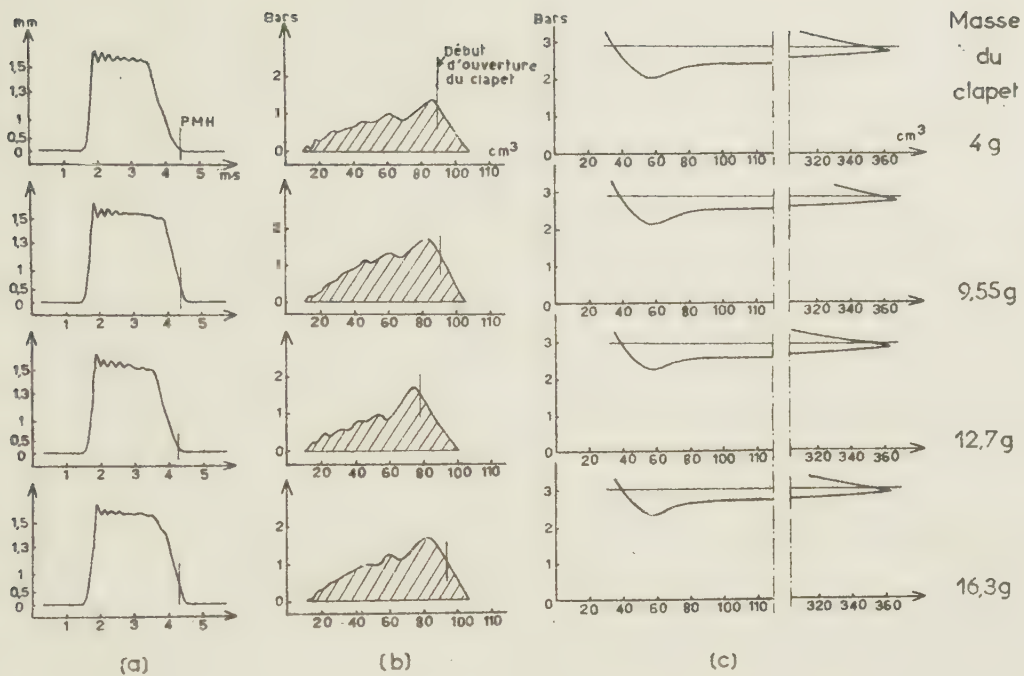


Fig. 32 -

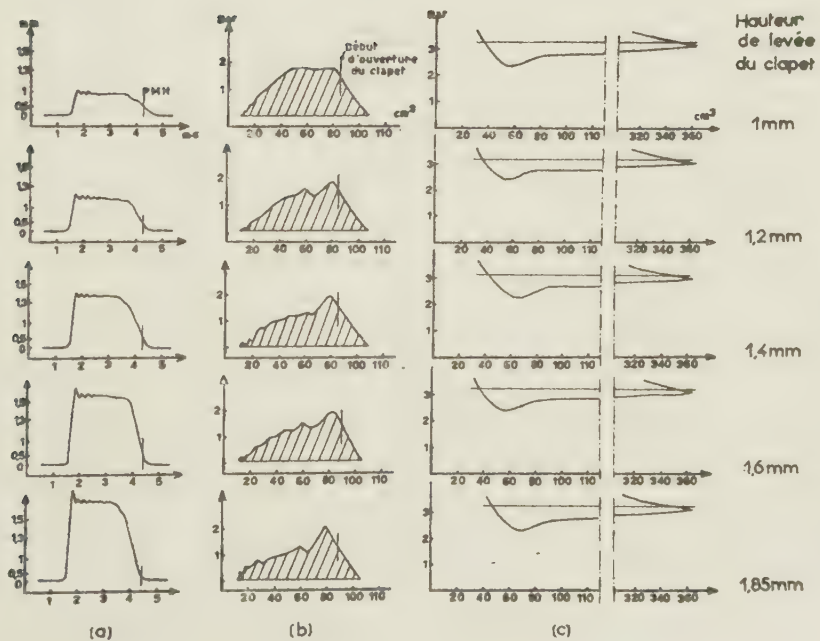


Fig. 33 -

- a). Figure n° 33 (a) mouvement du clapet
- b). Figure n° 33 (b) diagramme P (V) (refoulement)
- c). Figure n° 33 (c) diagramme P (V) (aspiration)

Le tableau II ci-dessous résume les résultats obtenus :

h	P_R	p_1	Δp_1	t_1	t_2	t_3	Δt	$\mathcal{E}_R$	λ
mm	Bars	Bars	Bars	m s	m s	m s	m s	Joules	
I	8,66	10,15	1,49	0,6	3,8	2	-0,7	10,68	0,906
I,2	8,56	10,10	1,54	0,6	4,1	1,4	-0,45	7,84	0,89
I,4	8,56	10,12	1,56	0,6	3,4	2	-0,4	7,21	0,89
I,6	8,61	10,05	1,44	0,8	4	2,1	-0,8	7,53	0,90
I,85	8,71	9,78	1,07	0,9	4	2,1	-0,5	7,37	0,868

Tableau II

Les courbes de la figure 33 (a) montrent que les instants d'ouverture et de fermeture du clapet sont pratiquement indépendants de la hauteur de levée. Par contre, on peut constater sur les figures 33 (b) et 33 (c) que les valeurs de $\mathcal{E}_{ret}$ et de λ dépendent de cette hauteur de levée. Les courbes de la figure 34 font ressortir la variation du travail absorbé $\mathcal{E}_R$ et du coefficient de remplissage λ en fonction de la hauteur de levée. On peut constater que pour de faibles hauteurs de levée, ce paramètre a une influence considérable sur le travail absorbé $\mathcal{E}_R$ mais que cette influence diminue au fur et à mesure que la levée augmente, pour devenir pratiquement insensible à partir d'une hauteur de levée de 1,4 mm.

Le coefficient de remplissage constant pour les faibles hauteurs de levée diminue légèrement pour les levées importantes. Il semble que cette diminution pourrait être due à une réaspiration de gaz chauds, toutefois, nous n'avons pas cherché à préciser ce phénomène qui n'apparaît que dans un domaine pratiquement inintéressant.

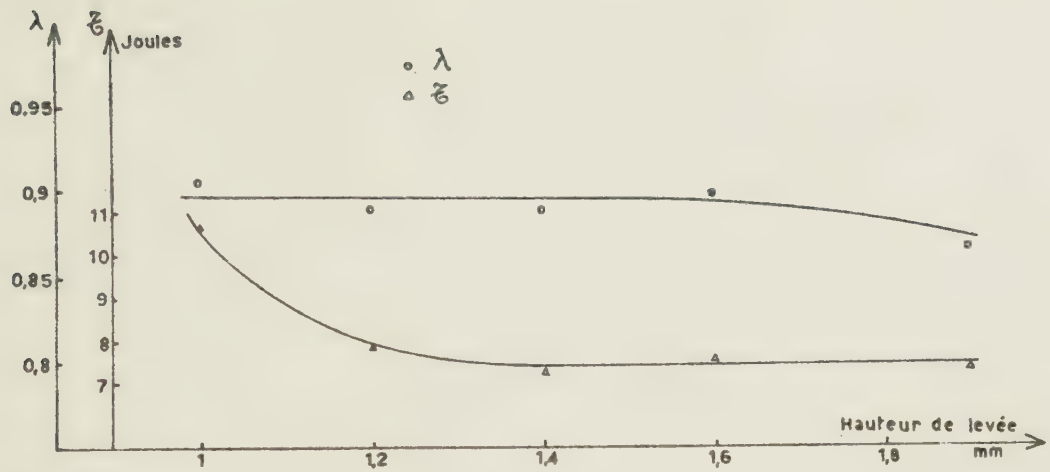


Fig. 34 - Travail absorbé et coefficient de remplissage en fonction de la hauteur de levée au clapet de refoulement

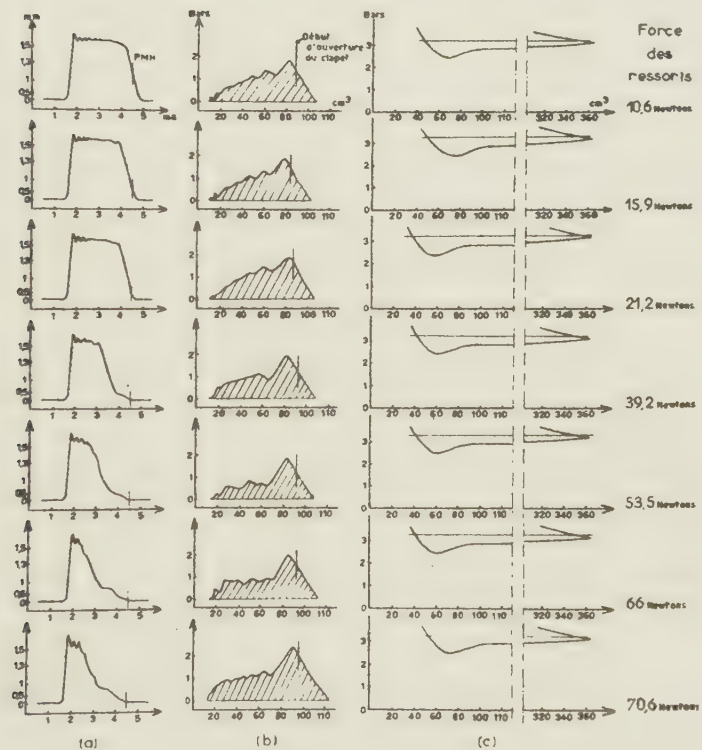


Fig. 35

Les performances optimales sont donc atteintes pour une levée de clapet de l'ordre de 1,4 mm et il n'y a aucun intérêt à augmenter cette hauteur de levée.

En effet, une telle augmentation ne peut qu'accroître les risques de rupture du clapet sans qu'on puisse en espérer ni une diminution de travail absorbé $\bar{U}_g$, ni une augmentation du rendement volumétrique.

III - 2 - 4 INFLUENCE DE LA FORCE DES RESSORTS.-

Les paramètres suivants :

- masse du clapet	m = 9,55 g
- hauteur de levée	h = 1,6 mm
- surface de portée	s = 4,8 cm ²

restant fixes, nous avons modifié les caractéristiques des ressorts de rappel tout en maintenant constante et égale à 7,84 Newtons la force exercée par les ressorts sur le clapet quand ce dernier repose sur son siège. Cette valeur a été choisie comme étant la valeur minimale évitant les vibrations du clapet sur son siège.

Nous montrerons par ailleurs que cette force constante ne peut avoir d'influence sensible sur le fonctionnement du clapet.

Les caractéristiques des ressorts de rappel sont définies à partir de la force F qu'ils exercent lorsque le clapet est en fin de course contre son butoir. La soupape de refoulement a fonctionné successivement avec les forces F suivantes :

10,6 N - 15,9 N - 21,2 N - 39,2 N - 53,5 N - 66 N - 70,6 N

Les résultats de ces essais sont donnés par les figures

- a). Figure n° 35 (a) mouvement des clapets
- b). Figure n° 35 (b) diagramme P (V) (refoulement)
- c). Figure n° 35 (c) diagramme P (V) (aspiration)

Le tableau III ci-après résume les résultats obtenus.

F	P _R	p ₁	Δp_1	t ₁	t ₂	t ₃	Δt	ζ_R	λ
Newtons	Bars	Bars	Bars	m s	m s	m s	m s	Joules	
10,6	8,56	9,88	1,32	0,7	4,14	2	-1	7,3	0,866
15,9	8,61	9,92	1,31	0,7	4,1	1,6	-0,8	6,82	0,870
21,2	8,61	10,05	1,44	0,8	4	1,3	-0,4	7,53	0,90
39,2	8,61	10,25	1,64	0,8	2,2	2,8	0	7,05	0,89
53,5	8,61	10,25	1,64	0,8	1,4	3,6	0	5,65	0,89
66	8,61	9,95	1,34	0,8	1	4	0	7,14	0,89
70,6	8,61	9,45	0,64	0,8	1	4,4	0	9,72	0,855

Tableau III

On constate que la loi du mouvement du clapet est considérablement influencée par la force des ressorts alors que ce paramètre a une influence relativement moins sensible sur le travail absorbé et le coefficient de remplissage. Les courbes 1 - 2 - 3 de la figure n°36 donnent respectivement le temps pendant lequel le clapet est complètement ouvert, le travail absorbé, le coefficient de remplissage en fonction de la force F des ressorts.

Le coefficient de remplissage reste maximum et sensiblement constant pour une force de ressort comprise entre 30 et 60 Newtons. Pour les valeurs extérieures à cet intervalle, le coefficient de remplissage diminue.

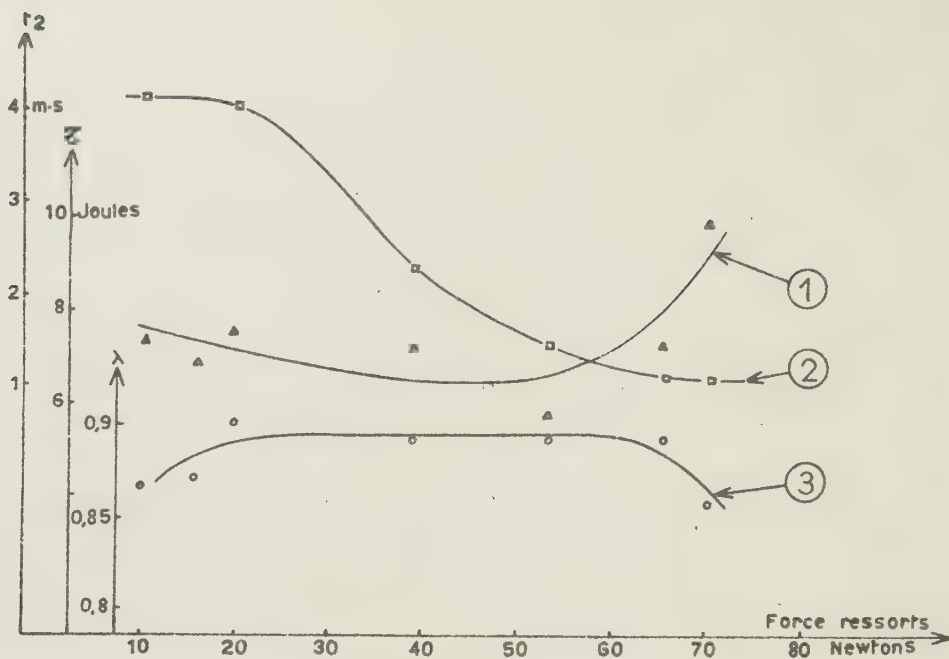


Fig. 36 - 1 - Travail absorbé par la soupape de refoulement
 2 - Temps pendant lequel le clapet de refoulement reste complètement ouvert
 3 - Coefficient de remplissage
 Les courbes 1,2,3 sont établies pour une surface de portée de 4,8 cm²

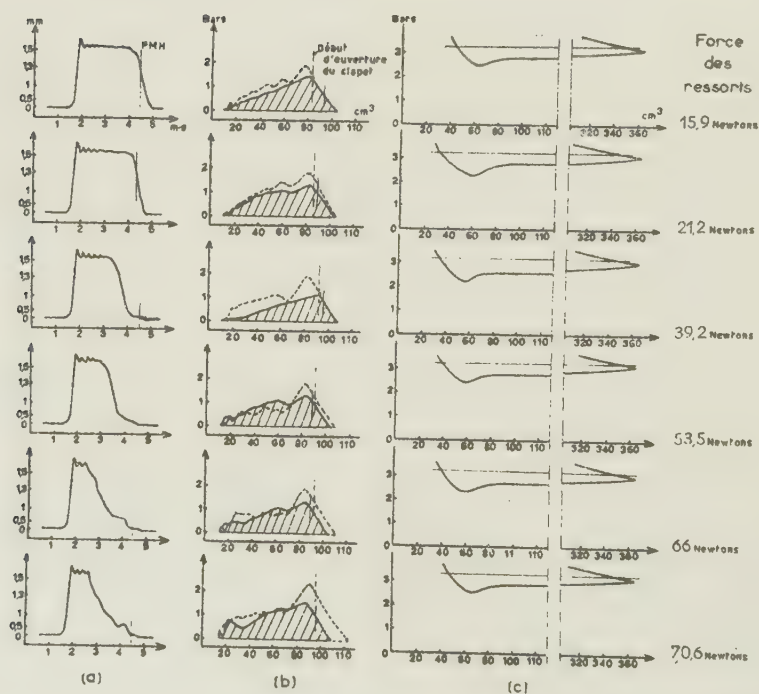


Fig. 37 -

Compte tenu des courbes de la figure 35 (a), ce phénomène peut s'expliquer de la façon suivante : quand la force des ressorts est faible, le clapet se ferme avec un temps de retard, alors que le piston a dépassé le point mort haut. Il y a donc réaspiration de gaz chauds et tout se passe comme si le volume mort* avait augmenté *. Quand la force des ressorts est importante, le clapet est presque fermé quand le piston passe par le point mort haut, il existe alors une perte de charge importante et les gaz contenus dans le volume mort se trouvent comprimés, tout se passe encore comme si le volume mort avait augmenté.

Malgré la dispersion des points expérimentaux, le travail absorbé semble tout d'abord décroître légèrement quand la force des ressorts augmente, puis croît rapidement quand la force des ressorts dépasse 50 Newtons. Cette augmentation rapide doit être considérée comme la conséquence de l'augmentation des pertes de charges à la fin du refoulement, comme le montrent les courbes de la figure 35 (b)

Le fonctionnement des conditions optimales de la soupape sont donc réalisées pour une force de ressort de l'ordre de 50 Newtons.

III - 2 - 5 INFLUENCE DE LA SURFACE DE PORTEE DU CLAPET SUR SON SIEGE

Il eût été intéressant de faire varier systématiquement à la surface de portée du clapet sur son siège afin de mettre en évidence l'influence de ce paramètre. Malheureusement, une telle étude aurait exigé, pour chaque essai, une modification complète de l'ensemble butoir, clapet, plaque à clapets. Par ailleurs, il convient de souligner que le constructeur n'est en général pas libre du choix de ce paramètre, pour des raisons de résistance mécanique, d'étanchéité et même de fabrication.

* Il serait possible de se rendre compte de ce phénomène à l'aide du dispositif conçu par S. FORBES PEARSON (21), qui permet l'observation de la vitesse moyenne instantanée des gaz passant par l'orifice de refoulement.

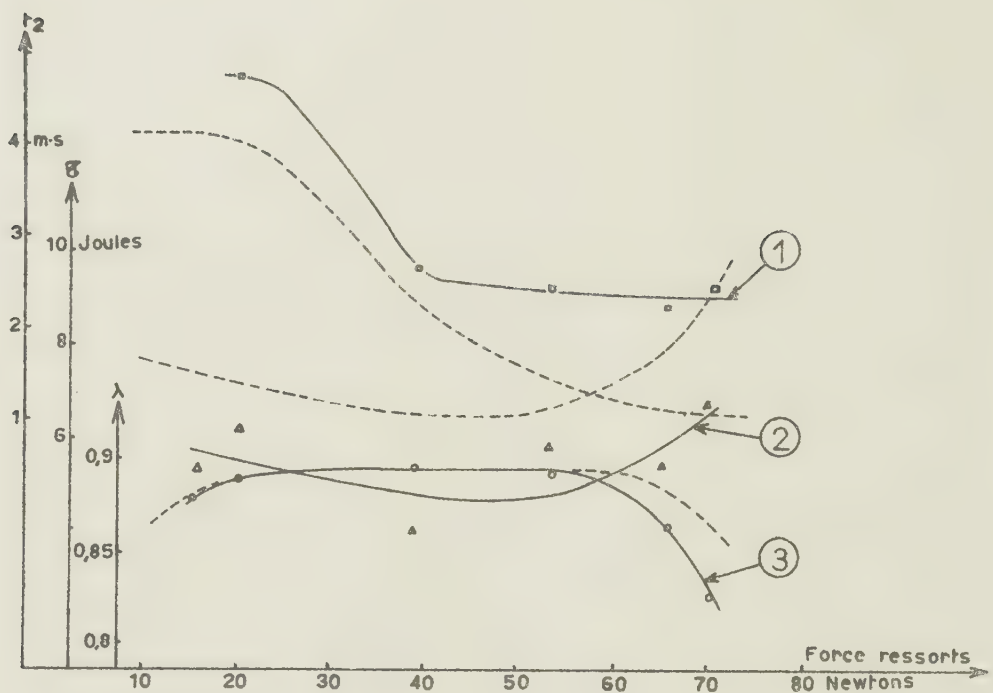


Fig. 38 - 1 - Temps pendant lequel le clapet de refoulement est complètement ouvert
 2 - Travail absorbé par la soupape de refoulement
 3 - Coefficient de remplissage

Les courbes 1, 2, 3, sont établies pour une surface de portée $s = 2,6 \text{ cm}^2$
 Les courbes en pointillés sont pour une surface de portée $s = 4,8 \text{ cm}^2$

Nous montrerons en annexe, à partir des considérations théoriques, que les performances de la soupape sont d'autant meilleures que la surface de portée est plus petite. C'est pourquoi, nous nous sommes contentés de vérifier l'influence de ce paramètre en comparant les résultats obtenus avec une surface de 2,6 cm², aux résultats déjà obtenus pour une surface de 4,8 cm². Pour cela, nous avons repris l'étude de l'influence des ressorts dans le cas où la surface de portée du clapet est limitée à 2,6 cm².

Les résultats obtenus sont représentés sur les figures 37 (a) 37 (b) 37 (c). Pour faciliter l'interprétation des résultats, nous avons reproduit en pointillés les courbes de la figure 35 (b) effectuées dans les mêmes conditions, mais avec une surface de 4,8 cm².

Les résultats obtenus sont résumés dans le tableau IV

	P_R	p_1	p_1	t_1	t_2	t_3	t	Z_R	λ
Pressions	Bars	Bars	Bars	m s	m s	m s	m s	Joules	
15,9	8,55	9,06	0,51	1	4,1	2	-1	5,39	0,875
21,2	8,65	9,63	0,98	0,76	5,5	1	-0,8	6,18	0,806
39,2	8,61	9,42	0,81	0,70	2,6	2,7	0	3,96	,812
53,5	8,63	9,68	1,05	0,72	2,4	3	-0,4	5,86	0,889
65	8,65	9,72	1,07	0,70	2,2	2,8	-0,5	5,38	0,872
70,6	8,70	9,72	1,02	0,72	2,4	2,8	0	6,74	0,881

Tableau IV

De la même façon les courbes de la figure 38 représentent le temps t pendant lequel le clapet est complètement ouvert, le travail absorbé $\mathcal{E}_R$ et le coefficient de remplissage λ en fonction de la force des ressorts pour une surface de portée de 4,8 et 2,6 cm².

On peut constater que si le coefficient de remplissage est pratiquement indépendant de la surface de portée, le travail absorbé lui, est d'autant plus grand que la surface de portée est plus importante. Ce résultat confirme les résultats théoriques établis en annexe pour lesquels nous montrons qu'il existe un retard à l'ouverture d'autant plus important que la surface de portée du clapet est plus grande par suite d'un phénomène de collage du clapet sur son siège.

De cette étude, il résulte que le choix des caractéristiques d'une soupape de refoulement doit être effectué à partir des considérations suivantes :

- l'épaisseur du clapet peut être choisie en fonction uniquement de considérations de résistance mécanique. Sa masse n'ayant pratiquement aucune influence ni sur l'énergie perdue dans la soupape, ni sur le coefficient de remplissage.

- La hauteur de levée doit être déterminée afin de minimiser le travail perdu dans la soupape de refoulement. Cette hauteur de levée optimale est de l'ordre de 1,4 mm pour le compresseur étudié. La hauteur de levée est pratiquement sans influence sur le coefficient de remplissage.

- la force des ressorts de rappel doit être choisie en considérant à la fois le coefficient de remplissage et l'énergie perdue par la soupape. Toutefois, les expériences effectuées dans le cas du compresseur étudié ont montré qu'il n'y a pas d'incompatibilité entre ces deux exigences et que le travail perdu est voisin de son minimum quand le taux de remplissage est maximal. Il ne nous est toutefois pas possible d'affirmer que cette loi soit générale pour tous les types de compresseurs.

- la surface de portée du clapet doit présenter les dimensions les plus petites possibles compatibles avec une fabrication de série.

III - 3 ETUDE EXPERIMENTALE DE LA SOUPAPE D'ASPIRATION

L'étude de la soupape d'aspiration de type annulaire a été conduite de la même manière que celle de la soupape de refoulement. Nous avons étudié l'influence respective de la masse m du clapet, de la hauteur h de levée de celui-ci et de la force des ressorts F , qui le plaquent sur son siège.

Pour chaque essai, nous avons effectué deux enregistrements (figures 39 et 40). Sur la première figure : la pression dans le cylindre, la pression de refoulement, la pression atmosphérique et le mouvement du clapet d'aspiration pendant un cycle complet. Le deuxième enregistrement beaucoup plus dilaté ne représente la pression dans le cylindre et le mouvement du clapet que pendant la période d'aspiration.

Pour faciliter l'interprétation des résultats, nous avons déduit de ces enregistrements :

- a). la loi de déplacement du clapet d'aspiration en fonction du temps.
- b). le travail absorbé ζ_A par l'écoulement des gaz à travers la soupape d'aspiration.
- c). le coefficient de remplissage λ du cylindre.

Les paramètres ζ_A et λ sont définis de la même façon que lors de l'étude de la soupape de refoulement (Fig. 29)

III - 3 - I - INFLUENCE DE LA MASSE

Nous avons utilisé des clapets de diamètre extérieur 100 mm, de diamètre intérieur 81 mm et dont les épaisseurs étaient 0,8 - 1 - 1,6 - 2 mm. Nous aurions souhaité faire un essai avec une épaisseur de clapet de 1,2 mm, malheureusement dans cette épaisseur, la dimension des tôles existant sur le marché n'a pas permis le découpage d'un clapet suffisamment plan.

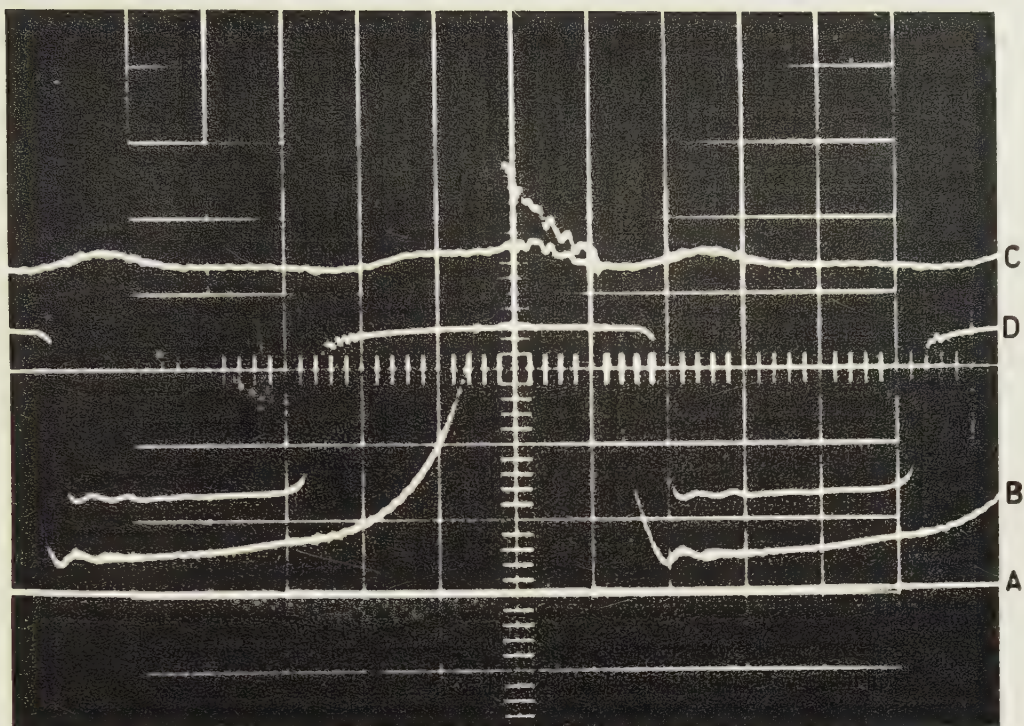


Fig. 39 - Oscillogramme pour l'étude de la soupape d'aspiration,
 a : pression atmosphérique b : pression dans le cylindre
 c : pression de refoulement d : mouvement du clapet d'aspiration.

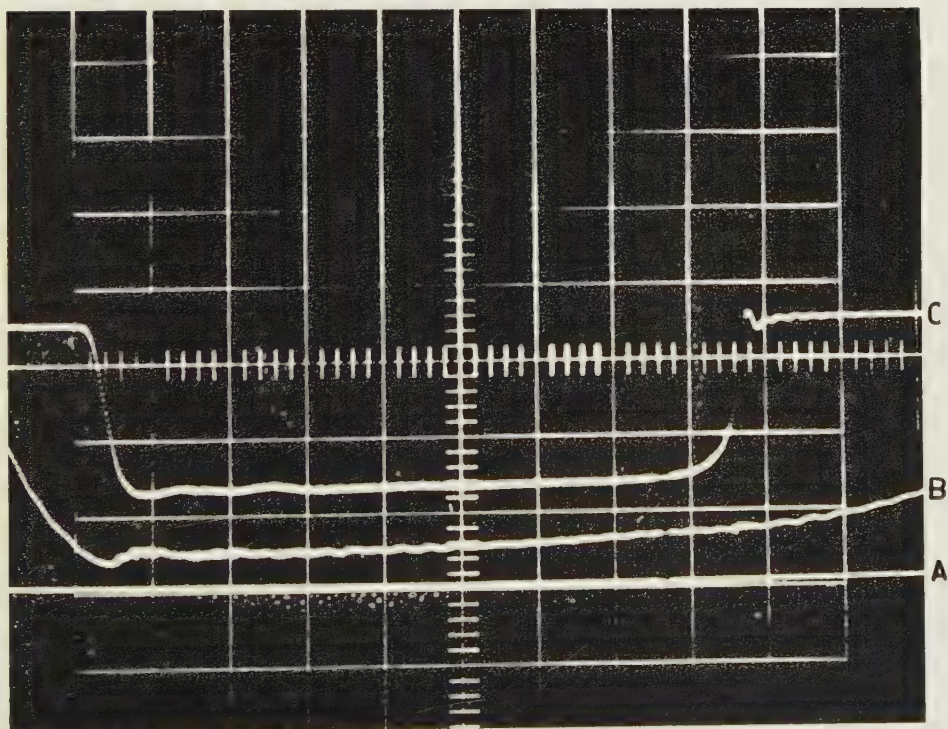


Fig. 40 - Oscillogramme pour l'étude de la soupape d'aspiration,
 a : pression atmosphérique b : pression dans le cylindre (période d'aspiration)
 c : mouvement du clapet d'aspiration.

Ces clapets ont fonctionné dans les conditions suivantes :

hauteur de levée	$h = 1,7 \text{ mm}$
Force des ressorts (lorsque le clapet est sur son siège)	$f_0 = 5,88 \text{ Newtons}$
Force des ressorts (lorsque le clapet est contre son butoir)	$F = 29,4 \text{ Newtons}$
Surface de portée du clapet	$s = 6,9 \text{ cm}^2$

La plaque à clapets a été usinée de telle sorte que le clapet le plus épais (2 mm) se soulève de 1,7 mm. Le déplacement des clapets plus minces était limité à 1,7 mm par six butées réglables. Cette façon d'opérer a l'avantage de ne modifier que la masse du clapet sans exiger l'usinage d'une nouvelle plaque à clapets pour chaque essai, par contre, elle a l'inconvénient d'introduire un espace mort supplémentaire avec les clapets d'épaisseur inférieure à 2 mm.

Lors de la réalisation pratique d'un compresseur, il est bien évident que l'on évitera de faire apparaître ce volume mort supplémentaire et que, par conséquent, les performances du compresseur seront légèrement supérieures à celles déterminées par nos expériences. En particulier, si dans nos expériences on détermine un coefficient de remplissage λ , la réduction possible du volume mort conduirait à un coefficient de remplissage λ' supérieur à λ .

V.F. CHAIKOVSKY, A.A. SKINGLYA, K.I. SAVKOV, dans une étude intitulée "LE RENDEMENT VOLUMETRIQUE DE COMPRESSEURS FRIGORIFIQUES DE DIVERSES PUISSANCES " (5) ont déterminé la perte de rendement volumétrique en fonction de la valeur de l'espace mort, pour un compresseur quasi identique au nôtre et pour des régimes de fonctionnement semblables. En utilisant ces résultats, nous donnons dans le tableau V la valeur corrigée λ' du coefficient de remplissage pour les divers clapets.

Les résultats de ces essais sont donnés par les figures :

- a). figure 4I (a) mouvement des clapets
- b). figure 46 (b) diagramme P (v) (partie aspiration)

Le tableau V ci-dessous résume les résultats obtenus.

m	P _R	P _A	t ₁	t ₂	t ₃	E _A	λ	λ'
g	Bars	Bars	m s	m s	m s	Joules		
17,30	8,55	2,22	2,8	14	10	17,7	0,873	0,89
21,50	8,55	2,205	1,8	14	2,2	10,6	0,89	0,903
31,6	8,55	2,22	1,5	12,6	2,6	10,2	0,889	0,892
40,95	8,58	2,205	1,4	9,2	6,2	12,4	0,896	0,966

Tableau V

On peut remarquer qu'avec le clapet de masse 17,30 g, il se produit au moment de la fermeture de nombreux rebondissements et que ceux-ci disparaissent presque totalement pour des épaisseurs supérieures. Par contre, il n'est pratiquement pas possible de mettre en évidence une corrélation quelconque entre la masse du clapet d'une part, le coefficient de remplissage et le travail absorbé, d'autre part.

On peut en conclure que, pour un fonctionnement correct (sans rebondissement) du clapet, la masse n'a pratiquement aucune influence sur les performances du compresseur et que le choix de l'épaisseur du clapet pourra être fait uniquement en fonction de considérations de résistance mécanique.

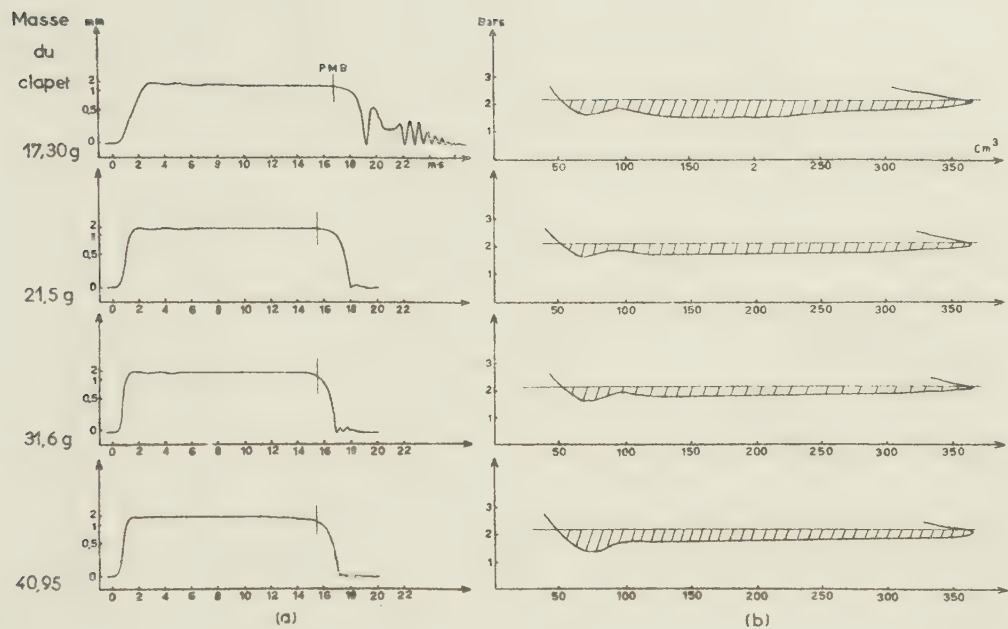


Fig. 41 -

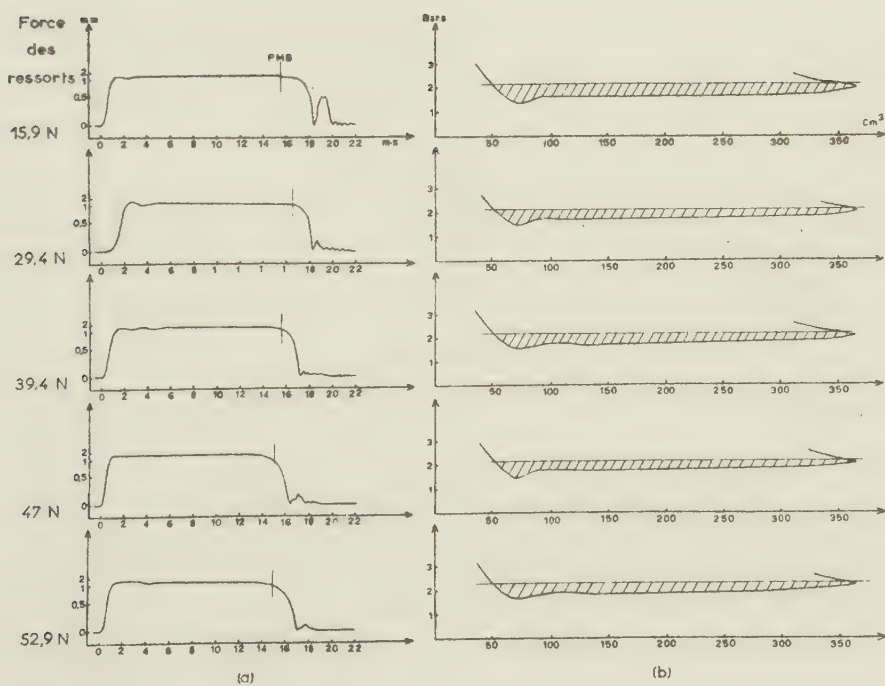


Fig. 42 -

III - 3 - 2 - INFLUENCE DE LA FORCE DES RESSORTS.

Les paramètres suivants :

- masse du clapet	$m = 31,6 \text{ g}$
- hauteur de levée	$h = 1,5 \text{ mm}$
- surface de portée	$s = 6,9 \text{ cm}^2$

restant fixes, nous avons modifié les caractéristiques des ressorts de rappel tout en maintenant constante et égale à 5,88 Newtons, la force exercée par les ressorts sur le clapet quand ce dernier repose sur son siège. Cette valeur a été choisie comme étant la valeur minimale évitant les vibrations du clapet sur son siège. Nous montrerons, par ailleurs, que cette force constante ne peut avoir d'influence sensible sur le fonctionnement du clapet.

Les caractéristiques des ressorts de rappel sont définies à partir de la force F qu'ils exercent lorsque le clapet est en fin de course contre son lutoir.

La soupape d'aspiration a fonctionné successivement avec les forces F suivantes : 15,9 N - 29,4 N - 39,4 N - 47 - 52,9 N.

Les résultats de ces essais sont donnés par les figures :

- a). figure n° 42 (a) mouvement du clapet.
- b). figure n° 42 (b) diagramme $P(v)$ (partie aspiration)

Le tableau VI ci-après résume les résultats obtenus.

La figure 43 illustre l'influence des ressorts sur le coefficient de remplissage. Nous pouvons remarquer que ce coefficient passe par un léger maximum pour une force de 30% Newtons.

F	P _R	P _A	t ₁	t ₂	t ₃	E _A	λ
Newtons	Bars	Bars	m s	m s	m s	Joules	
15,9	8,56	2,21	1,3	14	2,8	13,8	0,880
29,4	8,60	2,21	1,6	13,6	2	11,18	0,892
39,4	8,53	2,21	1,6	12,6	2,9	12,0	0,860
47	8,27	2,20	1,2	12	3,4	10,8	0,858
52,9	8,60	2,35	1,3	12	4	12,7	0,858

Tableau VI

Pour une force de 15,9 Newtons, nous voyons sur la figure 42 (a) que le clapet a un rebondissement important à la fermeture, ce qui explique la légère baisse du coefficient de remplissage pour les faibles forces de rappel.

Le travail absorbé peut être considéré comme indépendant de la force des ressorts dans le domaine d'étude considéré.

Il est évident qu'il n'y a aucun intérêt à faire varier dans de plus larges proportions la force des ressorts ; en effet, dans le domaine des faibles forces, le rebondissement ne peut que s'accroître alors que dans le domaine des forces élevées, on ne peut qu'augmenter les pertes de charge et par suite, diminuer le coefficient de remplissage et peut être même, augmenter de façon sensible le travail absorbé.

Les conditions de fonctionnement optimales sont obtenues pour une force de l'ordre de 30 Newtons.

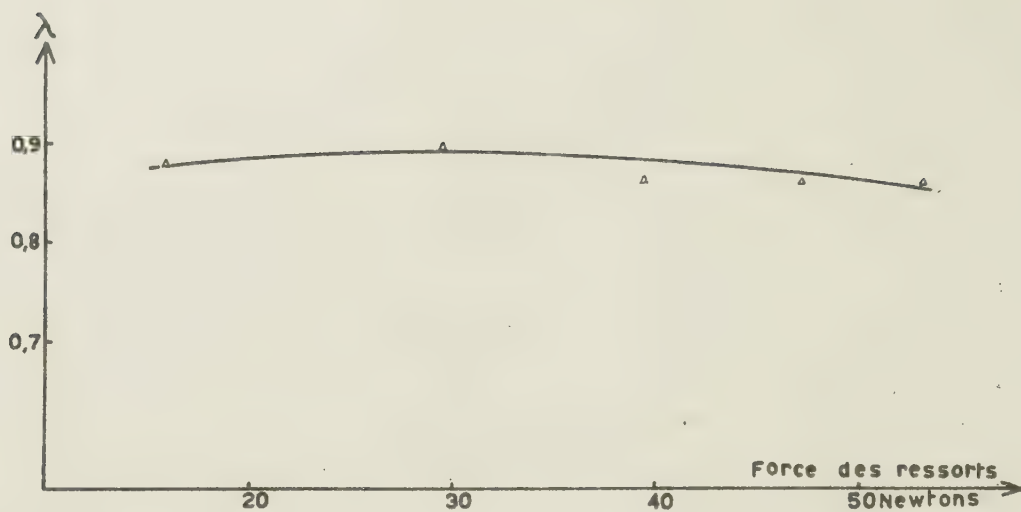


Fig. 43 - Coefficient de remplissage en fonction de la force des ressorts de la soupape d'aspiration

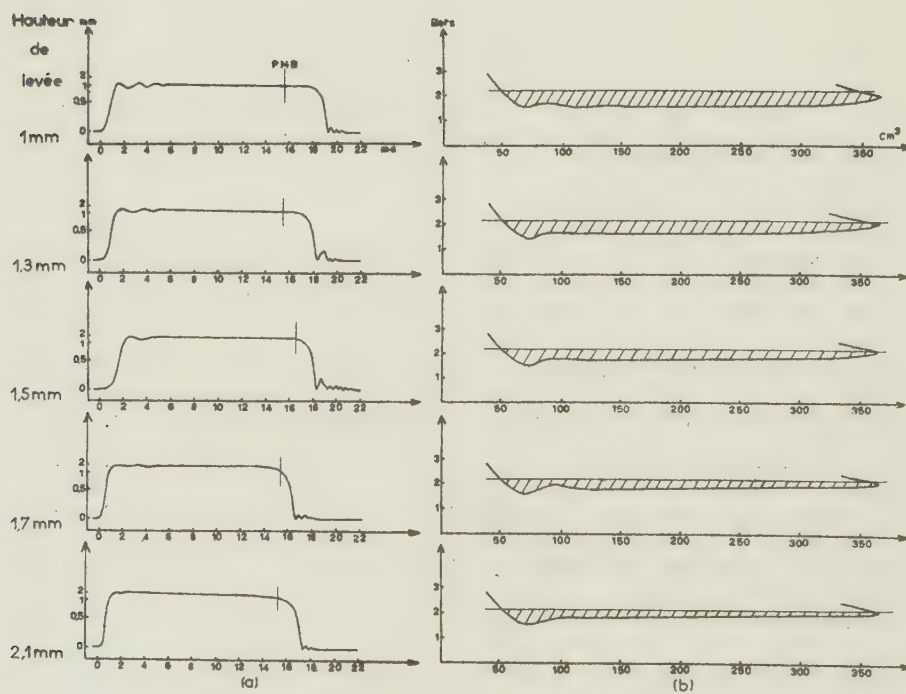


Fig. 44

III - 3 - 3 - INFLUENCE DE LA HAUTEUR DE LEVÉE.

Quand on fait varier la hauteur de levée, on modifie dans le même sens la valeur de l'espace mort. Afin de n'examiner que l'influence de la hauteur de levée et de n'utiliser qu'une seule plaque à clapets, nous avons limité la levée au moyen de six butées réglables, comme pour l'étude de l'influence de la masse.

Pour les faibles levées, il serait possible dans le cas d'une réalisation pratique de diminuer l'espace mort et, ainsi, d'augmenter le coefficient de remplissage. Nous en avons tenu compte en déterminant le coefficient de remplissage λ' correspondant au volume mort minimum pour la levée considérée par un calcul identique à celui du paragraphe III - 3 - 1.

Nous avons fait fonctionner la soupape avec les hauteurs de levée suivantes : 1 - 1,3 - 1,5 - 1,7 - 2,1 mm.

Les paramètres fixes avaient les valeurs suivantes :

- masse du clapet	$m = 31,6 \text{ g}$
- Force des ressorts	$F = 29,4 \text{ Newtons}$
- surface de portée	$s = 6,9 \text{ cm}^2$

Les résultats de ces essais sont donnés par les figures :

- a). figure 44 (a) mouvement du clapet.
- b). figure 44 (b) diagramme P (v) (partie aspiration)

Le tableau VII ci-après résume les résultats obtenus.

Sur les figures 45 et 46 (courbes I), nous avons représenté les variations du coefficient de remplissage et du travail absorbé, en fonction de la hauteur de levée pour une pression d'aspiration de 2,2 bars. Nous constatons que le coefficient de remplissage passe par un maximum pour une hauteur de levée de 1,7 mm. Sur la figure 45, nous

h	P _R	P _A	t ₁	t ₂	t ₃	E _A	λ	λ'
mm	Bars	Bars	m s	m s	m s	Joules		
1	8,56	2,22	1,4	16	2	17,25	0,847	0,861
1,3	8,65	2,205	1,6	14	2,7	14,31	0,870	0,882
1,5	8,60	2,205	1,56	13,6	2	11,18	0,892	0,903
1,7	8,56	2,215	1,5	12,6	2,6	10,2	0,889	0,894
2,1	8,52	2,215	1,4	10	5,5	8,43	0,89	0,890

Tableau VII

avons représenté (courbe I') la valeur λ' que prendrait ce coefficient de remplissage si le volume mort était minimum. Nous voyons que le maximum de λ' se déplace vers les faibles hauteurs de levée et se situe vers 1,5 mm. On peut donc penser que, pour des taux de compression plus élevés, quand l'influence de l'espace mort est plus sensible, ce maximum se situerait dans le domaine de levée encore plus faible. Nous avons donc refait la même série d'essais pour des pressions d'aspiration de 1,5 bars, les résultats sont consignés dans le tableau VIII ci-après et la figure 47

Afin de mettre en évidence l'influence du taux de compression, les coefficients de remplissage λ et λ' sont portés sur la figure 45, le travail absorbé sur la figure 46.

On constate (courbes 2 et 2' fig 45) que le coefficient de remplissage est toujours plus faible et que son maximum correspond à une hauteur de levée de 1,3 mm.

h	P_R	P_A	t_1	t_2	t_3	λ	λ'	ζ_A
mm	Bars	Bars	m s	m s	m s			Joules
I	8,27	I,46	2	7,2	8	0,820	0,835	6,67
I,3	8,I7	I,45	2,2	9,6	5,6	0,835	0,847	6,67
I,5	8,I3	I,5	2,2	II,4	3	0,840	0,847	6,47
I,7	8,22	I,48	2	II,6	3,6	0,836	0,84I	8,43
2,I	8,36	I,54	I,8	I3,6	2,4	0,830	0,830	IO,6

Tableau VIII -

Le travail absorbé tend vers une limite inférieure à partir d'une hauteur de levée de I,5 mm pour les basses pressions d'aspiration. Cette limite a tendance à être repoussée vers les hauteurs de levée importantes quand la température d'évaporation et par suite le débit massique augmentent (fig. 46 courbe I)

Compte tenu du fait que le même compresseur doit pouvoir être utilisé à n'importe quel régime de fonctionnement, la hauteur de levée optimale est de I,5 mm.

De cette étude de la soupape d'aspiration, il résulte que le choix des caractéristiques de cette soupape doit être effectué à partir des considérations suivantes :

- l'épaisseur du clapet est pratiquement sans influence sur le fonctionnement de la soupape d'aspiration. Il convient toutefois de noter qu'un clapet trop mince risquerait de voir sa durée de fonctionnement abrégée par suite de l'importance des rebondissements sur son siège.

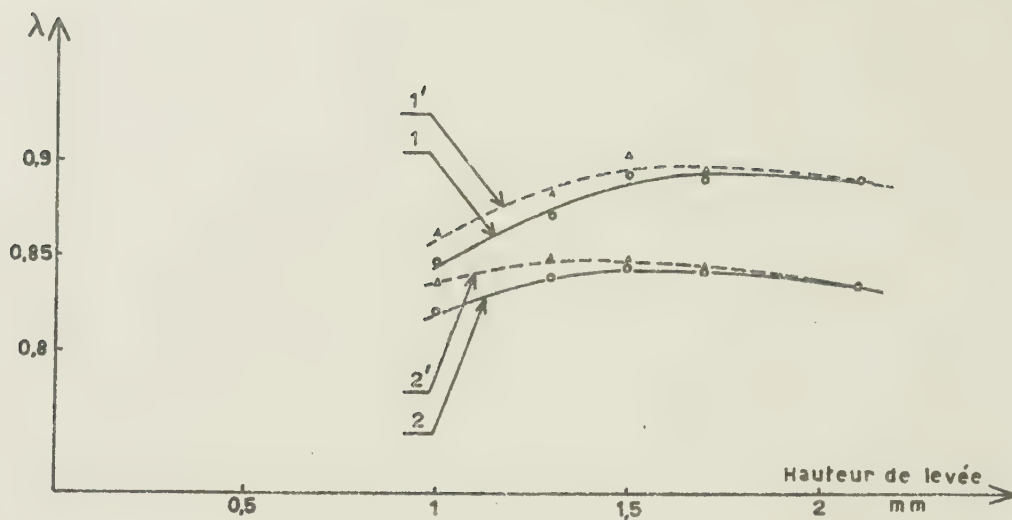


Fig. 45 - Coefficient de remplissage en fonction de la hauteur de levée du clapet de la soupape d'aspiration
 courbe 1 et 1' $P_a = 2,2$ Bars - courbe 2 et 2' $P_a = 1,5$ Bars

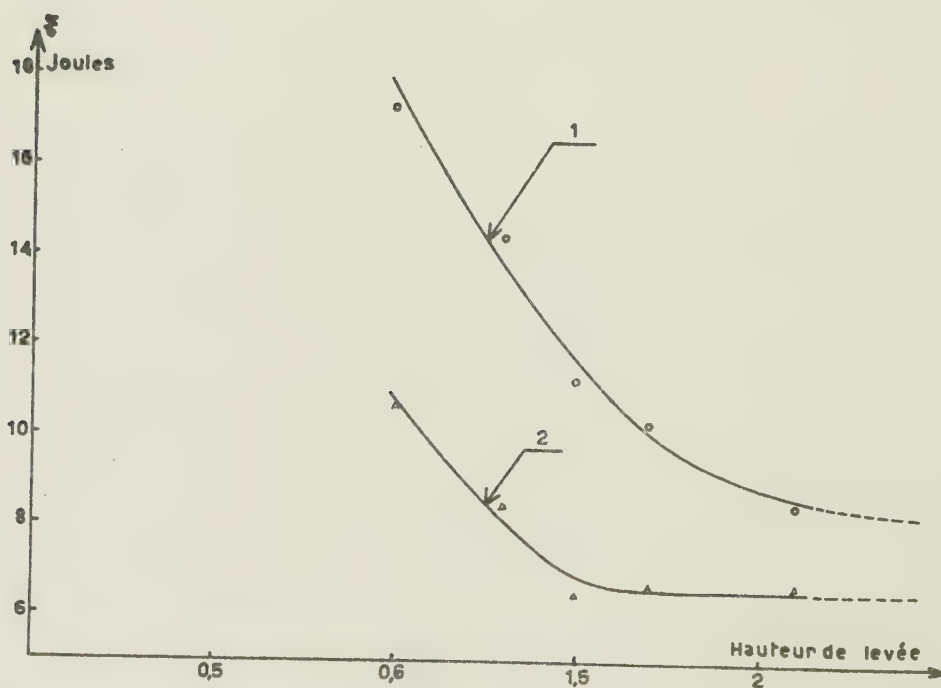


Fig. 46 - Travail absorbé en fonction de la hauteur de levée du clapet de la soupape d'aspiration
 courbe 1 $P_a = 2,2$ Bars - courbe 2 $P_a = 1,5$ Bars

- la force des ressorts de rappel est pratiquement sans influence sur le travail absorbé, elle influence même très peu le coefficient de remplissage. Il n'y a aucun intérêt à choisir une force trop élevée, toutefois, une force de rappel trop faible, autorise certains rebondissements du clapet.

- la hauteur de levée a une influence sensible, et sur le coefficient de remplissage et sur le travail absorbé. C'est donc en tenant compte de ces deux paramètres que doit être choisie la hauteur de levée. On peut signaler que cette hauteur de levée optimale varie suivant le régime de fonctionnement considéré. On peut ainsi concevoir un compresseur construit en série pour lequel la hauteur de levée serait adaptée aux conditions de fonctionnement prévues.

Enfin, il convient de noter que les hauteurs de levée de l'ordre de 1,5 mm avec des compresseurs rapides soumettent le clapet à des chocs répétés, violents et extrêmement bruyants. Souvent, des considérations mécaniques, ou même simplement acoustiques, obligent à réduire cette hauteur de levée. Dans la suite de ce travail, nous montrerons comment l'utilisation du siège plastique permet l'augmentation des hauteurs de levée.

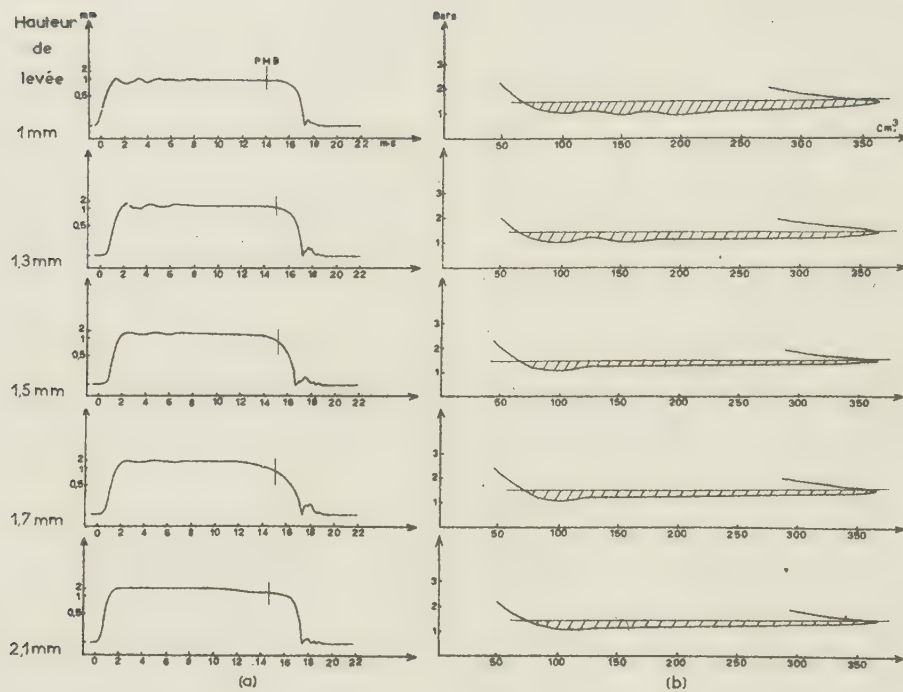


Fig. 47 -

CHAPITRE IV

ETUDE TECHNOLOGIQUE

- I - Réalisation des soupapes.
- 2 - Equilibrage dynamique.
- 3 - Variation automatique de production.
- 4 - Egalisation des pressions entre le carter
et la chambre d'aspiration.

- REALISATIONS TECHNIQUES -

Tous les essais décrits précédemment ont été effectués sur des compresseurs type CF 80, dont la mise en fabrication avait été projetée par les Etablissements BRANCHER. Nous disposions alors d'un certain nombre de prototypes de deux à huit cylindres sur lesquels, nous avons pu étudier les différentes mises en point.

Le problème essentiel étant d'augmenter les performances du compresseur à la vitesse de rotation de 1500 t mn^{-1} , notamment, en ce qui concerne le comportement des soupapes.

Toutefois, un certain nombre d'autres problèmes se sont posés, ils nous ont conduit à rechercher diverses solutions techniques.

Le présent chapitre a pour but d'exposer quelles réalisations techniques ont été proposées pour la conception des soupapes, pour la diminution du bruit, l'équilibrage dynamique, la variation automatique de production et l'égalisation de pression entre le carter et la chambre d'aspiration.

IV - 1 - REALISATION DES SOUPAPES.

Les caractéristiques des soupapes résultent directement des travaux exposés plus haut. Il restait alors deux problèmes à résoudre: celui de la résistance et celui du bruit.

Les études précédentes ont montré que le choc le plus violent concordait avec la retombée du clapet sur son siège. Le choc du clapet contre le butoir étant très amorti par les ressorts de rappel.

On a cherché à éviter le choc acier sur acier lorsque le clapet entre en contact avec son siège, en réalisant soit le clapet, soit son siège en matière souple.

Ne pouvant pas disposer d'un local convenablement insonorisé, nous avons dû abandonner l'idée de procéder à des mesures précises du bruit émis par le compresseur et nous nous sommes contentés de l'estimer qualitativement.

La résistance chimique aux fluides frigorigènes (fréons, ammoniaque) et la conservation des caractéristiques mécaniques à des températures comprises entre -30° et 150° C, pendant un temps prolongé, ont orienté notre choix vers les matières plastiques ayant déjà des applications industrielles.

a) clapet en delrin (I6)

Dès les premiers essais, nous avons constaté une diminution des bruits, ce qui confirmait notre hypothèse quant à leur origine. Toutefois, les chocs répétés à des températures voisines de 100° C rendaient rapidement cette matière cassante et inutilisable.

b) clapet en nylon

La Société RHODIACETA nous avait moulé des clapets dans les qualités de polyamides nylon-technyl qu'elle avait jugées les mieux appropriées, soit :

- AP I00 Standard I
- AP chaleur n°2 noir
- AP C F H protège chaleur
- CP 4 protège chaleur.

Ce sont les deux dernières variétés qui ont donné les meilleurs résultats. En effet, les clapets moulés dans ces matières ont fonctionné pendant plus de 2000 heures avec une diminution sensible du bruit, à la condition de ne pas dépasser 110° C de température au refoulement, ce qui interdirait le fonctionnement avec l'ammoniaque. Au delà de cette durée, les clapets deviennent fragiles et cassent s'il se produit un coup de liquide.

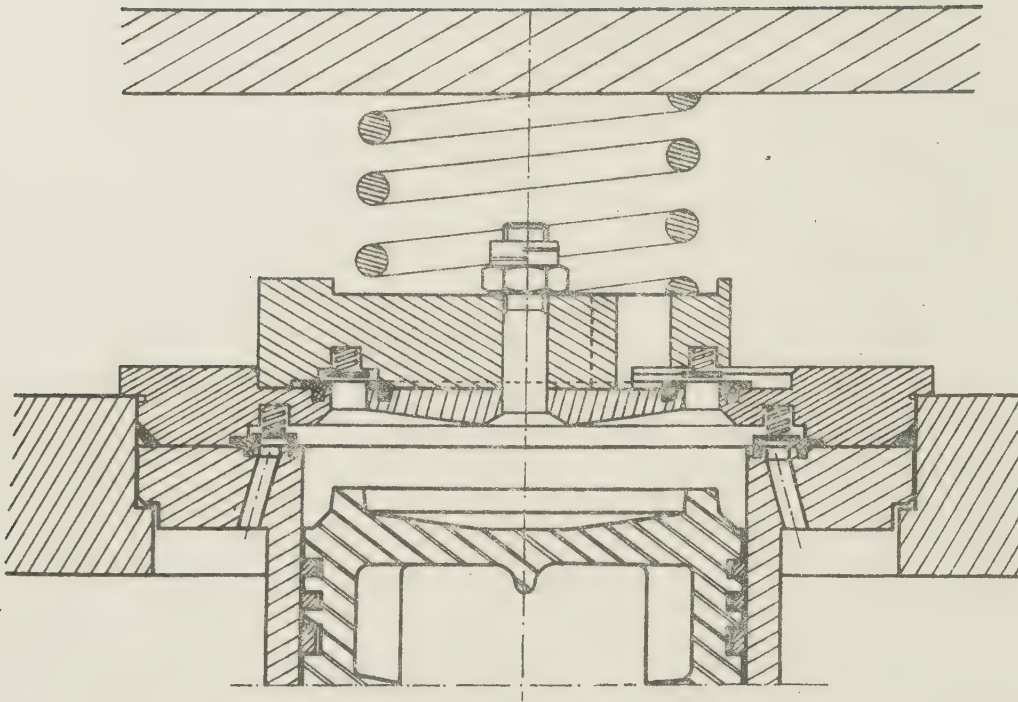


Fig. 48 - Réalisation des soupapes d'aspiration et de refoulement

c). Nous avons également utilisé, sans succès, des clapets en nitrile, néoprène et viton.

d). Emploi du téflon.

Cette matière a très bien résisté à tous les fluides frigorigènes jusqu'à des températures de 250° C. Mais ses caractéristiques mécaniques, et en particulier sa souplesse, nous ont imposé la solution des sièges rapportés. La figure 48 donne l'exemple de montage expérimental réalisé sur le compresseur en vue d'un essai d'endurance. Les sièges rapportés sont constitués de couronnes encastrées dans deux rainures circulaires. En vue d'éviter le fluage du matériau et les risques de rupture, un soin tout particulier a été apporté à la réalisation de l'encastrement de ces sièges.

Avec une telle disposition, nous avons constaté une importante diminution du bruit émis par le compresseur. Durant les premières heures de fonctionnement, il se produit un léger tassement qui se stabilise aux alentours de 0,15 mm. Plusieurs démontages n'ont pas permis de mettre en évidence une modification du siège pendant une période de fonctionnement comprise entre 48 et 3500 Heures. Il est donc raisonnable de penser que l'emploi du téflon est possible pour la réalisation de sièges de clapets de compresseurs frigorifiques. La technique de collage du téflon sur l'acier (I7) devant vraisemblablement dans de brefs délais, faciliter l'emploi de ce matériau.

Parmi les avantages de cette solution, il convient de signaler la possibilité d'augmenter la hauteur de levée des clapets, et en particulier, de réaliser les hauteurs de levées correspondantes aux conditions optimales de fonctionnement des clapets sans que les risques de rupture soient augmentés.

IV - 2. EQUILIBRAGE DYNAMIQUE

La mise au point des compresseurs CF 80 tournant à 1500 t mn^{-1} nous a conduit à réaliser un équilibrage dynamique particulièrement soigné, en utilisant les méthodes employées dans la construction des moteurs (18)(19). Nous donnons dans ce paragraphe le résumé du calcul et les résultats pour le compresseur 3 CF 80.

Il s'agit d'équilibrer les forces d'inertie des masses en rotation (maneton et têtes de bielles) et les forces d'inertie des masses en mouvement alternatif (pistons et pieds de bielles).

a) Force d'inertie des masses en rotation.

Les masses en mouvement rotatif sont les trois têtes de bielles et le maneton, les forces d'inertie rotatives sont facilement équilibrées par un contre poids ramenant le centre de gravité de l'ensemble (maneton, têtes de bielles, contre poids) sur l'axe de rotation.

b) Force d'inertie des masses en mouvement alternatif.

La masse de l'ensemble piston pied de bielle introduit une force d'inertie dirigée suivant l'axe du piston, qui a pour expression * (20)

$$F = M \cdot \omega^2 R \cdot (\cos \omega t + \frac{R}{l} \cos \omega t)$$

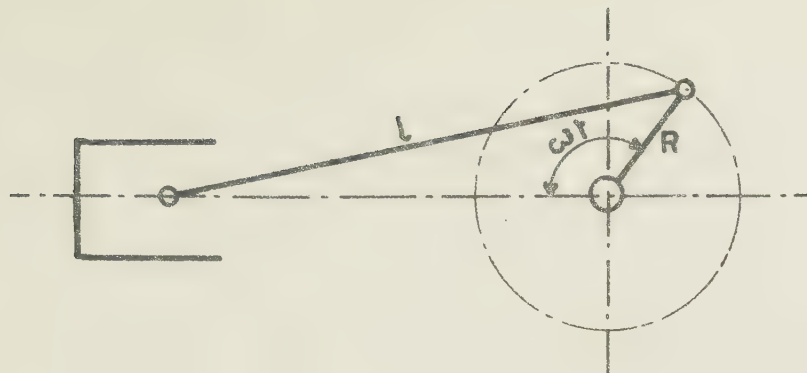
M = masse de l'ensemble piston - pied de bielle

R = rayon de la manivelle

l = longueur de la bielle

ω = vitesse angulaire

ωt = angle dont la manivelle a tourné pendant le temps t



Cette force peut être décomposée en deux parties :
l'une, dite force d'inertie primaire :

$$F_1 = M \omega^2 R \cdot \cos \omega t$$

l'autre, dite force d'inertie secondaire :

$$F_2 = M \omega^2 \frac{R}{l} \cdot \cos 2 \omega t$$

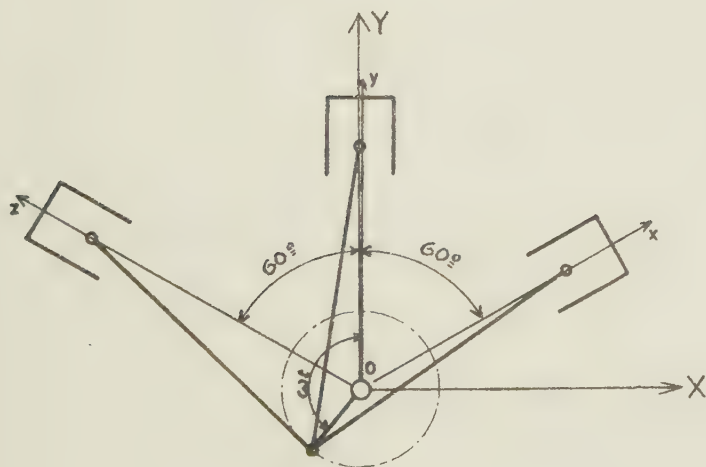
I). Forces d'inertie primaires :

Nous avons trois forces d'inertie alternatives * dirigées suivant les axes Ox, Oy, Oz, ayant pour valeurs respectives :

$$F_{1x} = M \omega^2 R \cos \left(\omega t + \frac{\pi}{3} \right)$$

$$F_{1y} = M \omega^2 R \cos \omega t$$

$$F_{1z} = M \omega^2 R \cos \left(\omega t - \frac{\pi}{3} \right)$$



En prenant OY comme origine des angles de rotation

* nous supposons pour le calcul qui suit, que ces forces sont dans un même plan. En réalité, elles sont dans 3 plans parallèles équidistants, on tient compte de ce décalage dans le calcul des couples d'inertie.

En projetant ces trois forces sur OX et OY, nous trouvons :

$$\sum \text{proj}_{OX} = - 1,5 \cdot M \omega^2 \cdot R \sin \omega t$$

$$\sum \text{proj}_{OY} = + 1,5 M \omega^2 \cdot R \cos \omega t$$

Ces deux forces sont les composantes d'une même force constante de module $1,5 M \omega^2 R$, qui tourne à la vitesse ω . Pour équilibrer cette force, il suffit de mettre diamétralement opposée au maneton, une masse M_1 à une distance e telle que $e \cdot M_1 = 1,5 M \cdot R$

2) Forces d'inertie Secondaires.

Nous avons trois forces d'inertie alternatives dirigées suivant les axes O x , O y , O z , ayant pour valeurs respectives :

$$F_2 \ x = M \omega^2 \cdot \frac{R^2}{1} \cdot \cos \left(2 \omega t + \frac{2\pi}{3} \right)$$

$$F_2 \ y = M \omega^2 \cdot \frac{R^2}{1} \cdot \cos 2 \omega t$$

$$F_3 \ z = M \omega^2 \cdot \frac{R^2}{1} \cdot \cos \left(2 \omega t - \frac{2\pi}{3} \right)$$

En projetant ces trois forces sur les axes OX et OY, nous obtenons :

$$\sum \text{proj. OX} = - 1,5 M \omega^2 \frac{R^2}{1} \sin 2 \omega t$$

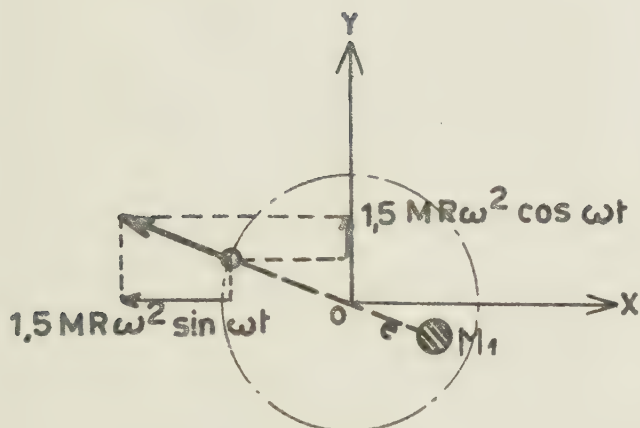
$$\sum \text{proj. OY} = 0,5 M \omega^2 \frac{R^2}{1} \cos 2 \omega t$$

Ces deux forces ont pour résultante une force dont l'extrémité du vecteur représentatif décrit une ellipse en tournant à une vitesse double de celle du vilebrequin.

Cette force ne peut être équilibrée ni même réduite dans le cas du compresseur étudié *

— * Il est possible d'équilibrer les forces d'inertie secondaires par des dispositifs assez compliqués (19)

DONNEES NUMERIQUES



Masse du piston complet (piston + axe + segments)	= 537,8 g
Masse de la bielle	= 478 g
Tête de la bielle	= 338,5 g
Pied de la bielle	= 139,5 g
Longueur de la bielle	= 0,155 mm
Rayon de manivelle	= 0,035 mm

$$M = 537,8 + 139,5 = 677,3 \text{ g}$$

Les masses équilibrant les forces d'inertie rotative et alternative sont équilibrées par des masses faisant partie du vilebrequin de part et d'autre du maneton sous forme de masselottes. Le calcul précédent a permis de dimensionner ces masselottes.

Lors de l'équilibrage dynamique du vilebrequin, on a fixé temporairement sur le maneton une masse égale à la somme des trois têtes de bielles, augmentée d'une masse égale à 1,5 M, soit au total : 2 022 g. Les masselottes ont été usinées de telle sorte qu'il n'existe aucune force sur les paliers pendant la rotation du vilebrequin sur la machine à équilibrer.

Les parties mobiles du compresseur sont ainsi équilibrées au premier ordre près puisqu'on ne peut pas équilibrer les forces d'inertie secondaires. Afin de nous rendre compte de l'exactitude des calculs, nous avons fait tourner le compresseur à 3000 t. mn⁻¹, sans sceller le châssis de l'ensemble moto-compresseur. Les vibrations existantes étaient négligeables.

IV - 3. VARIATION AUTOMATIQUE DE PRODUCTION.

La variation de production a pour but d'adapter la puissance frigorifique du compresseur suivant les besoins. Elle est particulièrement nécessaire quand ceux-ci varient avec les périodes chaudes et froides de la journée ou de l'année, et avec le degré d'occupation des chambres froides. Deux procédés de réglage sont possibles :

a) "tout ou rien", qui interrompt le fonctionnement de l'installation quand la température désirée est atteinte.

b) une variation de production qui asservit la puissance du groupe à la température de la chambre froide par l'élimination ou la mise en service d'un ou plusieurs cylindres. On peut ainsi obtenir un réglage par palier, plus souple que par le réglage par "tout ou rien".

Le premier procédé utilisé sur les installations de faible puissance ne peut pas l'être sur les installations industrielles en particulier, quand des conditions de degré hygrométrique à l'intérieur de la chambre froide sont à respecter.

La variation de production du compresseur est obtenue par blocage en position du clapet d'aspiration d'un ou plusieurs cylindres. Le dispositif de blocage des clapets étant déjà réalisé sur le compresseur (partie encadrée de la fig. 49), nous avons conçu une commande automatique de ce système à partir de la température d'aspiration ou de la pression d'aspiration. Le schéma de cet appareil, monté à l'intérieur du carter du compresseur sur la porte de visite, est représenté fig. 49

Un soufflet prestostatique I sensible à la pression qui règne dans le carter (nous montrerons plus loin que cette pression est égale à la pression d'aspiration), règle une pression d'huile par l'intermédiaire d'une fuite variable. Cette pression d'huile modulée agit sur un piston distributeur 3 qui découvre les orifices de départ D1, D2, D3, vers les

cylindres de commande C.* Un système de sélection à bille 4 impose au piston 3 des positions définies.

Lors de l'augmentation de la demande de froid, la température d'aspiration augmente, la pression d'aspiration croît également et comprime le soufflet 1. La section de fuite diminue, la pression augmente, le piston 3 se soulève et permet le départ d'huile sous pression vers un cylindre de commande C, ou même plusieurs suivant l'augmentation de pression d'aspiration. Les clapets d'aspiration correspondants sont libérés et permettent l'accroissement de production du compresseur.

Cet appareil de variation automatique de production du compresseur construit suivant le dessin de la fig. 50 peut être monté sur n'importe quel compresseur de trois à huit cylindres, et pour n'importe quel fluide frigorigène et n'importe quel régime de fonctionnement de -35° à $+10^{\circ}$ C, par réglage de la vis fig. 49

De plus, cet appareil permet le démarrage à couple réduit, la pression d'huile permettant le déverrouillage des clapets d'aspiration ne pouvant s'établir que lorsque le groupe a atteint sa vitesse de régime.

Avec une pression d'alimentation en huile de 2,45 Bars et les caractéristiques suivantes :

- diamètre du trou de fuite 2 mm
- diamètre du pointeau 6 mm
- ressort du soufflet $K = 18,2 \text{ N mm}^{-1}$
- ressort du piston $K = 9,8 \text{ N mm}^{-1}$
- ressort de bille $K = 2,65 \text{ N mm}^{-1}$
- ressort de pointeau $K = 2,45 \text{ N mm}^{-1}$
- ressort de tige de commande du
 pointeau $K = 6,85 \text{ N mm}^{-1}$

* l'appareil réalisé comporte 5 départs destinés à l'élimination possible de 5 cylindres sur le compresseur type 8 CF 80.

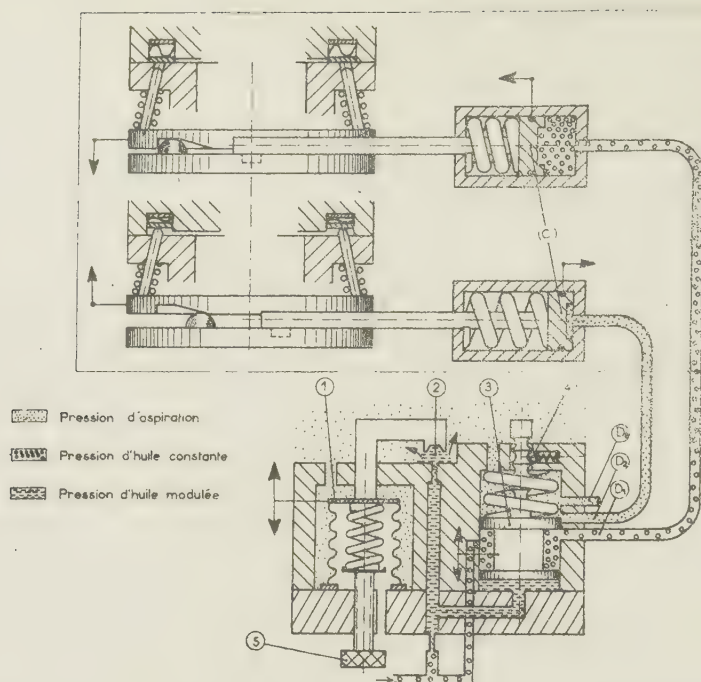


Fig. 49 - Schéma de la commande automatique de variation de production

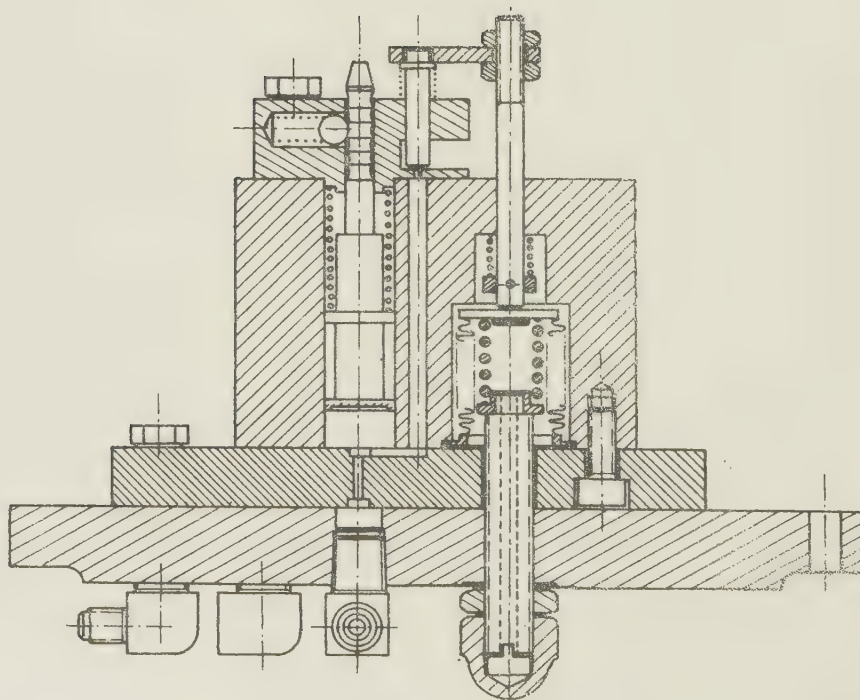


Fig. 50 -

Nous avons obtenu les résultats contenus dans le tableau ci-dessous :

Régime de fonctionnement au fréon I2	Température de mise en service des différents cylindres					Température de mise hors service des différents cylindres				
	N° 1	N° 2	N° 3	N° 4	N° 5	N° 5	N° 4	N° 3	N° 2	N° 1
vers - 30° c	-29,1	-28,9	-28,4	-28,1	-27,8	-30,8	-31,5	-32	-32,2	-33,5
vers - 20° c	-19,7	-19,5	-19,2	-19	-18,7	-21	-21,3	-21,5	-21,8	-22,4
vers - 10° c	- 9,8	- 9,6	- 9,5	-9,4	- 9,1	-11	-11,1	-11,5	-11,6	-12,5
vers 0° c	+ 0,8	+ 0,9	+ 1	+1,2	+ 1,5	+0,1	0	-0,1	- 0,6	- 0,8
vers 7° c	+ 7,1	+ 7,3	+ 7,5	+7,7	+ 7,9	+6,7	+ 6,5	+6,2	+ 6	+ 5,8

IV - 4 EGALISATION DES PRESSIONS ENTRE LE CARTER ET LA CHAMBRE D'ASPIRATION.

Par suite de fuites aux segments, la pression dans le carter se stabilise à une valeur comprise entre la pression d'aspiration et la pression de refoulement. Pour que le dispositif automatique de variation de production puisse jouer son rôle, il faut qu'il règne dans le carter une pression égale à la pression d'aspiration. De plus, une pression élevée dans le carter favorise la remontée d'huile dans les cylindres.

La solution la plus simple serait de percer un trou mettant directement en communication le carter et la chambre d'aspiration. Une telle solution a l'inconvénient de faire apparaître une consommation d'huile importante quelque soit le diamètre de ce trou.

Une solution qui donne entière satisfaction est de mettre en communication le carter et la chambre d'aspiration par l'intermédiaire d'une chambre de séparation d'huile (fig. 51).

L'huile provenant du carter est recueillie par gravité à la partie inférieure de la chambre auxiliaire et réaspirée par la pompe à huile. Il est ainsi possible d'égaliser la pression entre le carter et l'aspiration, sans pour cela augmenter la consommation d'huile.

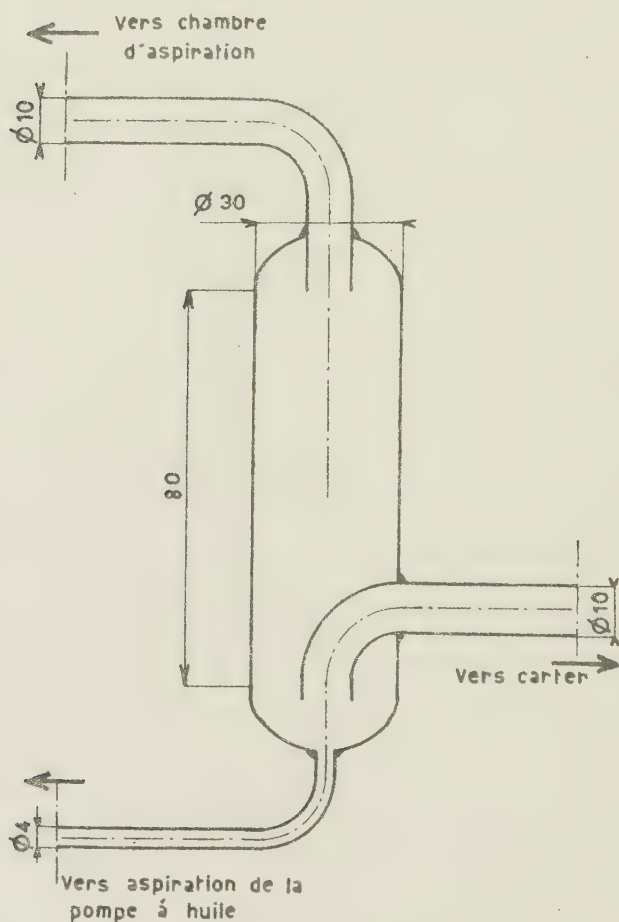


Figure 51 Réalisation de l'égalisation de pression.

CONCLUSION

Le présent travail montre que si on dispose de matériel expérimental adapté, il est possible de se faire une idée précise des conditions de fonctionnement du compresseur et par la même, d'améliorer ses performances.

Dans la gamme des vitesses de rotation utilisée, les améliorations qu'on est en droit d'espérer sont relativement modestes, car le fonctionnement ne pose pas de problème particulier, même d'une façon empirique, on arrive à des résultats satisfaisants. Par contre, dans le domaine de hautes vitesses de rotation, il en est tout autrement.

Nous avons entrepris également une étude semblable destinée à porter la vitesse du compresseur jusqu'à 3000 t.mn.⁻¹ Les résultats des premiers essais d'une série actuellement en cours, font apparaître que l'amélioration qu'on est en mesure d'attendre est encore plus importante. On peut être assuré d'obtenir un rendement et une sécurité de fonctionnement équivalents à 1500 t. mn⁻¹

Il convient toutefois de noter que nous n'avons pas particulièrement étudié des phénomènes tels que, les transferts de chaleur à l'intérieur du compresseur et les efforts aérodynamiques exercés par les gaz lors de leur détente sur les clapets. En effet, les enregistrements effectués nous ont permis de nous en faire une idée, mais il n'a pas été possible d'étendre ces résultats à un type de compresseur différent. Il serait, à notre avis, du plus haut intérêt de procéder à une étude systématique de ces phénomènes, afin d'essayer de dégager des lois générales applicables à n'importe quel type de compresseur.

A N N E X E

ETUDE THEORIQUE DU DEBUT DE L'OUVERTURE DU CLAPET -

Le problème est de donner une explication théorique au phénomène constaté : le clapet ne commence à s'ouvrir que lorsque la pression dans le cylindre est supérieure à la pression de refoulement, c'est-à-dire qu'il y aurait une sorte de collage du clapet sur son siège.

Nous attribuons ce phénomène à la cause suivante : quand le clapet est fermé, il existe un très faible film d'huile (inférieur au 1/100^e de millimètre) qui ne peut se rompre instantanément. Nous avons essayé de nous rendre compte de l'influence de ce film en étudiant théoriquement l'écoulement de l'huile entre le clapet et son siège.

Pour ceci, nous avons assimilé cet écoulement à un écoulement plan quasi unidimensionnel, conformément au schéma de la figure 52 dans lequel on désigne par :

- P_c	=	Pression dans le cylindre
- P	=	Pression de refoulement (ou d'aspiration)
- p	=	Pression à l'intérieur du film d'huile
- S	=	Surface du clapet
- s	=	Surface de portée du clapet sur son siège
- h	=	Distance entre le clapet et son siège ou épaisseur du film d'huile
- $2 l$	=	Largeur de la portée
- L	=	Longueur de la portée
- μ	=	Viscosité dynamique de l'huile
- W_0	=	Vitesse du clapet
- f	=	Force sur le clapet due à la pression p
- F	=	" " " " P_c
- F_1	=	$f + F$
- F_2	=	Force sur le clapet due à la pression P_r
- V	=	Vitesse absolue d'une molécule d'huile

$$\begin{array}{lll}
 u & = & \text{composante de } V \text{ suivant } ox \\
 v & = & \text{" " " } oy \\
 w & = & \text{" " " } oz
 \end{array}$$

avec

$$\begin{array}{l}
 v = 0 \\
 w \ll u \\
 \frac{\partial u}{\partial z} \ll \frac{\partial v}{\partial x} \\
 \frac{\partial w}{\partial z} \ll \frac{\partial v}{\partial x}
 \end{array}$$

Ces hypothèses supposent que l'épaisseur h du film d'huile est toujours très petite devant la largeur $2l$ de portée (mouvement unidimensionnel) et que la largeur est également petite devant le diamètre du clapet (mouvement plan)

A partir de ces hypothèses et par une théorie tout à fait identique à celle du coin d'huile, on montre que la répartition des vitesses dans une section, obéit à la loi :

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} z^2 + Az + B \quad (I)$$

ou $\frac{dp}{dx}$ est une fonction de x .

Les molécules en contact avec le siège et avec le clapet ont une vitesse u nulle, ce qui permet de calculer les constantes A et B

pour $z = 0$ nous avons $u = 0$ et $B = 0$

$$z = h \quad u = 0 \quad \text{et} \quad \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} h^2 + Ah = 0$$

$$A = - \frac{h}{2\mu} \frac{dp}{dx}$$

$$\text{d'où} \quad u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} z^2 - \frac{h}{2\mu} \frac{dp}{dx} z$$

ou encore

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} z (z - h) \quad (2)$$

Calculons les débits Q_1 et Q_2 à travers une section parallèle au plan y o z et à travers une section parallèle au plan x o y .

Par unité de longueur, nous avons :

$$\begin{aligned} Q_1 &= u \, dz \\ Q_1 &= \frac{1}{2} \frac{dp}{dx} \int_0^h z (z-h) \, dz \\ Q_1 &= - \frac{1}{12\mu} \frac{dp}{dx} h^3 \end{aligned}$$

$$\text{et } Q_2 = -w_0 \cdot x$$

Mais Q_1 et Q_2 sont égaux, nous pouvons donc écrire :

$$w_0 \cdot x = \frac{1}{12\mu} \cdot \frac{dp}{dx} \cdot h^3$$

ou encore

$$x \, dx = \frac{1}{12\mu} \frac{h^3}{w_0} dp \quad (3)$$

$$\text{pour } x = -1 \quad p = P_c$$

$$x = 1 \quad p = P$$

au moment de l'ouverture P_c est peu différent de P

Intégrons l'équation (3)

$$\int_0^1 x \, dx = \frac{1}{12\mu} \frac{h^3}{w_0} \int_P^{P_c} dp$$

ce qui donne

$$p = P - \frac{w_0}{h^3} (1^2 - x^2) \quad (4)$$

Calculons les efforts qui s'exercent sur la plaque quand on la soulève :
par unité de longueur, nous avons :

$$df = p \, dx$$

Pour toute la surface du clapet, nous aurons :

$$\begin{aligned}
 f &= 2 L \cdot \int_0^1 p \, dw \\
 f &= 2 L \cdot \int_0^1 \left[P - \frac{6 \mu w_0}{h^3} (1^2 - x^2) \right] dx \\
 f &= 2 L \cdot \left[P \cdot 1 - \frac{4 \mu w_0}{h^3} 1^3 \right] \quad (5)
 \end{aligned}$$

La pression à l'intérieur du film est minimale pour $x = 0$, et sa valeur est :

$$P_{\text{mini}} = P - \frac{6 \mu w_0}{h^3} 1^2$$

Mais cette pression minimale n'existe que lorsque le film d'huile est rompu, or, à ce moment là, la pression exercée est nulle, c'est-à-dire :

$$P_{\text{mini}} = 0$$

Nous avons donc

$$P - \frac{6 \mu w_0}{h^3} 1^2 = 0$$

ou encore

$$\frac{\mu w_0}{h^3} = \frac{P}{6 1^2}$$

En reportant cette valeur dans l'équation (5), nous obtenons :

$$\begin{aligned}
 f &= 2 L \cdot \left[P \cdot 1 - 4 \frac{P}{6 1^2} \cdot 1^3 \right] \\
 f &= 2 L \cdot \left[P \cdot 1 - \frac{2}{3} \cdot P \cdot 1 \right]
 \end{aligned}$$

la surface de portée étant

$$s = 2 \cdot 1 \cdot L$$

$$f = \frac{P}{3} s$$

Ainsi nous voyons que pour ouvrir le clapet, il faut vaincre un effort supplémentaire f , facilement calculable.

A partir des enregistrements (fig. 35, 37, 42) et des résultats du présent calcul, nous avons déterminé les forces F_1 et F_2 qui s'exercent sur le clapet juste au début de l'ouverture. Le tableau ci-contre donne la valeur de ces forces pour diverses surfaces de portée. Nous pouvons constater que la différence $F_1 - F_2$ ne dépasse pas $3\frac{1}{2}$ pour le clapet de refoulement et $8\frac{1}{2}$ pour le clapet d'aspiration, ce qui confirme la théorie proposée.

s cm ²	P Bars	P _c Bars	p Bars	f Newtons	F Newtons	F ₁ Newtons	F ₂ Newtons
4,8	8,62	10,05	2,94	141,2	1619	1755	1802
"	8,62	10,3	3,15	151	1652	1800	1802
"	8,62	9,95	3,04	146	1603	1750	1802
"	8,62	10,47	3,18	152,1	1685	1839	1802
"	8,56	9,88	3,07	147	1592	1740	1790

2,6	8,66	9,64	3,05	79,5	1766	1845	1810
"	8,61	9,33	3,03	78,8	1755	1835	1802
"	8,65	9,70	3,04	79,5	1775	1855	1808
"	8,66	9,73	3,06	79,5	1765	1779	1812
"	8,56	9,06	2,93	76,5	1750	1825	1820

6,9	2,22	1,83	0,667	46	438	484	487,5
"	2,21	1,825	0,667	46	437	483	487
"	2,21	2	0,696	48,1	437	484,5	543,5
"	2,21	1,94	0,686	47,4	437	484	518
"	2,23	2,02	0,705	48,7	439	488	525
"	2,35	1,86	0,696	48,1	465	513	497
"	2,21	2,07	0,715	48,4	437	486	551

BIBLIOGRAPHIE

- (I) G. LORENTZEN, JOHASEN - Measurement of the dynamic performance of automatic compressor valves (All) C.R. congrès Int. du Froid Copenhagen 1959.
- (2) I.N. SCHWARZ - Indicateurs de clapets de compresseurs frigorifiques (Russe). Kholodil'naja - Tekhnika - Janv. 1961.
- (3) I. PAVLOVA - Nouveaux instruments de mesures électroniques pour l'appréciation du fonctionnement du compresseur frigorifique (Angl) Communication présentée à la commission 2 de l'I I F à Belgrade - Juin 1960.
- (4) K. BRUNA - C.R. XIème Congrès Int. du Froid - Commission 3 MUNICH - 1963.
- (5) SOUKIASSIAN et MARCADET - Indicateur électronique de pression Sté des Editions Technip.
- (6) Sté VIBRO METER FRANCE - Documentation enregistrement diagramme.
- (7) V. FURER, E SCHOBERG, R. TAUCHMANN : Indication d'un compresseur hermétique (All) - Kältetechnik - Janv. 1960.
- (8) AGAREV - MEDOVA. Les mesures électroniques appliquées à l'étude des compresseurs frigorifiques. Inst. d'étude des Applications du froid V R S S.
- (9) JARGEAIX : Théorie et pratique des installations frigorifiques Librairie des Sciences - GERARDOT & Cie.
- (10) W. POHLMANN - Formulaire du frigoriste - Dunod.
- (11) Revue pratique du froid - Mai 1960.
- (12) Sté DANFOSS - Catalogue du froid.
- (13) W. DIENEMANN - Indication des petites machines frigorifiques Kältetechnik - Janv. 1960 (All)
- (14) B.L. TSYRLIN - Recherches sur les clapets de refoulement des compresseurs à grande vitesse (Angl) C.R. au Xème Congrès Int. du Froid - Copenhagen 1959.

- (15) V.F. CHAIKOVSKY, SHMIGLYA, SAVKOV - Le rendement volumétrique
de compresseurs frigorifiques de diverses puissances (Angl)
C.R. Xème Congrès Int. du Froid - Copenhagen 1959.
- (16) Sté Du Pont de Nemours - Documentation résine acétal.
- (17) Sté Nouvelle de métallisation. - 26, rue Clisson - PARIS 13
- (18) DEVILLER - Moteur Diésel.
- (19) OUZIAUX - Mécanique Appliquée - tome III
- (20) M. CHARCOSSET - Considérations théoriques sur le fonctionnement
des clapets automatiques des compresseurs à grande vitesse.
Ets BRISONNEAU - Nantes.
- (21) S. FORBES PEARSON - Measurement of valve losses in veciprocating
compressor - C.R. Xème Congrès Int. du Froid.

TABLE DES MATIERES

Chapitre I.	: <u>Introduction</u>	<u>pages</u> 13
Chapitre II.	: <u>Dispositif expérimental, appareils de mesure</u>	I5
	II.1. Présentation du compresseur	I6
	II.2. Mesure des Pressions	I9
	II.3. Mesure des déplacements des clapets	37
	II.4. Etude du mouvement du piston	42
	II.5. Mesure des températures	52
	II.6. Mesure de la production frigorifique et du rendement volumétrique	53
	II.7. Enregistrement	60
Chapitre III.	<u>Etude Expérimentale</u>	65
	III.1. Loi de compression dans le cylindre	66
	III.2. Etude expérimentale de la soupape de refoulement	72
	III.2.1 Généralités et définitions	72
	III.2.2 Influence de la masse du clapet	77
	III.2.3 - - hauteur de levée du clapet	78
	III.2.4 - - force des ressorts	82
	III.2.5 - - surface de portée du clapet	85
	III.3 Etude de la soupape d'aspiration	89
	III.3.1 Influence de la masse du clapet	89
	III.3.2. " " force des ressorts	95
	III.3.3. " " hauteur de levée	98
Chapitre IV.	<u>Etude Technologique</u>	I04
	V.1. Réalisation des soupapes	I05
	V.2. Equilibrage dynamique	I09
	V.3. Variation automatique de production	II3
	V.4. Egalisation des pressions entre le carter et la chambre d'aspiration	II6
	<u>Conclusion</u>	II8
	<u>Annexe</u>	I20

DEUXIEME THESE

Propositions données par la Faculté

LA REFRIGERATION THERMOELECTRIQUE, APPLICATIONS INDUSTRIELLES

Vu :

Les Membres du Jury

MM. G. MALECOT

CH. EYRAUD

J. GRUAT

Vu et approuvé :

Le Doyen de la Faculté des Sciences

J. BRACONNIER

Vu et accordé le permis d'imprimer

LYON, le 26 JUIN 1964

Le Recteur

Président du Conseil de

l'Université,

P. LOUIS

